

Entstehung von White Etching Cracks in schlupfbehafteten Zylinderrollenlagern bei torsionaler Drehdynamik

Dissertation

zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs

vorlegt von

Dipl.-Ing. Bramila Tarigan

aus Nord Sumatra, Indonesien

genehmigt von der

Fakultät für Mathematik / Informatik und Maschinenbau
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung

20. Dezember 2018

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der Technischen Universität Clausthal.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. H. Schwarze, dem Leiter des Instituts, für die wissenschaftliche Betreuung, den Freiraum bei der Bearbeitung und die persönliche Unterstützung. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll bedanke ich mich herzlich für die Übernahme des Korreferats und den damit verbundenen Mühen.

Für die enge Zusammenarbeit und die fachlichen Diskussionen bedanke ich mich ganz herzlich bei den Herren Dr.-Ing. J. Loos, Dipl.-Ing. T. Blass und Dr.-Ing. W. Kruhöffner von der Schaeffler AG.

Ich bedanke mich auch ganz herzlich bei Prof. Dr.-Ing. K.-H. Spitzer, dem Leiter des Instituts für Metallurgie, für die fachlichen Unterstützungen und für die metallurgischen Untersuchungen.

Meinen ehemaligen Kollegen am Institut danke ich für die gute Zusammenarbeit und das angenehme Arbeitsklima. Mein besonderer Dank gilt den Herren Dr.-Ing. H. Blumenthal, Dr. rer. nat. L. Brouwer, Dipl.-Ing. J. Gerken sowie MSc. M. Dawoud für die kritischen und konstruktiven Diskussionen. Der Institutswerkstatt, besonders den Herren S. Lenk und G. Looft, gilt mein bester Dank für die Unterstützung beim Auf- und Umbau der Prüfstände sowie für die Unterstützung bei den Messungen.

Mein besonderer Dank gilt auch den Studenten, die diese Arbeit mit ihrer unermüdlichen Unterstützung bei der Durchführung der Prüfläufe begleitet haben. Mein Dank gilt stellvertretend den Herren A. Thies, S. Brice, M. Heinz und D. Hunger.

Meinen Eltern im Himmel sowie meinen Brüdern und Schwestern in der Heimat möchte ich danken, die mir während meines Studiums die Motivation und das Gebet gegeben und mir somit die grundlegenden Möglichkeiten für meinen Werdegang bereitet haben. Meiner lieben Frau Elita und meiner Tochter Melody ein herzlicher Dank für euer Verständnis und die entgegengebrachte Unterstützung in dieser Zeit.

Clausthal, September 2018

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Symbolverzeichnis	IV
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Stand der Technik	3
1.3 Zielsetzung.....	5
2 Zylinderrollenlager unter schlupfbehafteter Beanspruchung.....	7
2.1 Grundlagen zu Radial-Zylinderrollenlagern	7
2.2 Kontaktmechanische Verhältnisse am Radial-Zylinderrollenlager.....	8
2.3 Elastische Verformung des Linienkontaktes.....	10
2.4 Lastverteilung im radial belasteten Lager	11
2.5 Radiale Lagerluft	12
2.6 Geschwindigkeitszonen des Wälzkörpers	13
2.7 Kinematische Verhältnisse	14
2.7.1 Umfangsgeschwindigkeit des Innen- und Außenrings	14
2.7.2 Kinematische Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl des Käfigs	15
2.7.3 Kinematische Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl der Wälzkörper.....	16
2.8 Schlupfbehaftetes Lager	16
2.8.1 Schlupfverhalten des Käfigs	16
2.8.2 Einfluss der Radiallast und der zugeführten Ölmenge	17
2.8.3 Einfluss der Innenringdrehzahl.....	17
2.8.4 Einfluss der Ölbetriebsviskosität	18
2.8.5 Gleitgeschwindigkeit des Wälzkörpers im Wälzkontakt	19
2.8.6 Wälzkörperschlupf	20
2.8.7 Überrollverhältnisse	22
2.9 Kinematische Reibenergie-Akkumulation.....	22
2.10 Lebensdauermodell nach ISO 281.....	25
2.10.1 Nominelle Lebensdauer	25
2.10.2 Modifizierte Lebensdauer.....	26
2.10.3 Erweiterte Modifizierte Lebensdauer.....	27
2.11 Schmierfilmparameter	27
2.12 Stribeck Kurve.....	28

3	Wälzlagerschäden und Schädigungsmechanismen bei Wälzlagern	30
3.1	Oberflächenschädigungen	30
3.1.1	Verschleiß	30
3.1.2	Eindrückungen	30
3.1.3	Anschmierung	31
3.1.4	Neuhärtung	32
3.2	Subsurface-Schädigung mit Gefügeveränderungen	34
3.2.1	Klassische Ermüdung	34
3.2.2	Dark Etching Area (DEA)	35
3.2.3	White Etching Area (WEA)	36
3.2.4	White Bands / Weiße Bänder (WB)	37
3.2.5	Butterflies	38
3.2.6	White Etching Cracks (WECs)	39
3.3	Verstärkende Faktoren auf die WEC-Bildung in Wälzlagern	40
3.3.1	Elektrischer Strom	41
3.3.2	Reibbeanspruchung	43
3.3.3	Schmierstoff	49
3.3.4	Korrosion	51
3.3.5	Wasserkontamination	52
3.3.6	Vibration	52
3.4	Hypothesen zum WEC – Mechanismus	53
4	Versuchstechnik	56
4.1	Aufbau des Prüfstands und Versuchsdurchführung	56
4.1.1	Prüflager und Ölversorgung	60
4.1.2	Parameter der Versuche	61
4.1.3	Schadenserkennung mit der Körperschall- und Temperaturmessung	62
4.2	Messung der Wälzkörperdrehzahl	63
4.3	Hochgeschwindigkeitskamera	65
4.3.1	Markierung des Prüflagers	66
4.3.2	Identifizierung der Objekte	67
4.3.3	Theoretische Grundlage zur Bestimmung der Drehzahl	68

5	Mess- und Versuchsergebnisse	72
5.1	Einfluss des Betriebsspiels und der Massenträgheit des Käfigs auf das Schlupfverhalten	72
5.1.1	Schlupfverhalten des Käfigs	72
5.1.2	Schlupfverhalten des Wälzkörpers.....	75
5.2	Einfluss der dynamischen Drehbeschleunigung.....	78
5.3	Einfluss der Radiallasten.....	80
5.4	Einfluss der zugeführten Ölmenge	82
5.5	Einfluss der Versuchsdauer	84
6	Kinematische Reibenergie-Akkumulation Prüflager NU215.....	86
6.1	Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante K1	86
6.2	Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante M2	88
6.3	Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante M3	90
7	Metallographische Charakterisierung	93
7.1	WEC-Voruntersuchung mit Ultraschall und lichtmikroskopische Aufnahme.....	93
7.1.1	WEC-Schadensbild an Außenring NU215-Variante K1	94
7.1.2	WEC-Schadensbild an Außenring NU215-Variante M2.....	97
7.1.3	WEC-Schadensbild an Innenring NU215-Variante M3	100
7.2	Aufnahmen der WEC-Zone mit verschiedenen Ätzmitteln	103
7.3	REM-Aufnahmen und Mikrohärteprüfung der WEC-Zone	105
7.4	Mikroskopische Untersuchung mit Elektronenrückstreubeugung (EBSD).....	107
7.5	Weibullverteilung	112
8	Diskussion	114
9	Zusammenfassung.....	120
10	Literaturverzeichnis	122
11	Anhang.....	131
	Lebenslauf	137

Symbolverzeichnis

Großbuchstaben

A	Druckfläche	[mm ²]
C	dynamische Tragzahl	[N/mm ²]
C _{δL}	Federkonstante	[N/mm ^{1,08}]
C ₀	statische Tragzahl	[N/mm ²]
C _u	Ermüdungsgrenzbelastung	[N]
D	Lageraußendurchmesser	[mm]
D _L	Durchmesser des Laufrades	[m]
E	E-Modul des Werkstoffs	[N/mm ²]
F _r	radiale Lagerlast	[N]
J	Massenträgheit	[kg·m ²]
L, L ₁₀	nominelle Lebensdauer in 10 ⁶ Umdrehungen	[-]
L _h	nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden	[h]
L _{na}	modifizierte Lebensdauer	[-]
L _{nm}	erweiterte modifizierte Lebensdauer	[-]
N	Anzahl der Überrollungen	[-]
P	Lagerbelastung	[N]
P _G	Generatorleistung	[W]
Q	Kraft zwischen den Körpern	[N]
R _q	Rauheit der Oberfläche	[μm]
S _K	Käfigschlupf	[%]
SRR	Slide-Roll-Ratio	[%]
S _{WK}	Wälzkörperschlupf	[%]
\dot{V}	zugeführte Ölmenge	[l/min]

Kleinbuchstaben

a ₁	Beiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit	[-]
a ₂	Beiwert für den Werkstoff	[-]
a ₃	Beiwert für die Betriebsbedingungen	[-]
a _{DIN}	Beiwert für Werkstoff, Schmierung und Bauart des Lagers	[-]
b	halbe Breite der Druckfläche	[mm]
d	Lagerbohrung	[mm]

d_M	mittlerer Lagerdurchmesser: $(d + D)/2$	[mm]
e_a	Reibenergie-Akkumulation	[W/mm ²]
$e_{a,kin}$	kinematische Reibenergie-Akkumulation	[W/mm ²]
e_c	Beiwert für Schmierstoffverunreinigung	[-]
h_0	mittlere Schmierfilmhöhe	[μm]
h_{min}	minimale Schmierfilmhöhe	[μm]
k	Zahlenwert der Luftklasse	[-]
l_{eff}	effektive Rollenlänge eines Linienkontakts	[mm]
n	Drehzahl	[min ⁻¹]
p	Lebensdauerexponent	[-]
p_0	Hertz'sche Flächenpressung	[N/mm ²]
\bar{p}	mittlere Pressung	[N/mm ²]
r	Krümmungsradius des Körpers	[mm]
s_r	Herstelllagerluft	[μm]
$t_{Kontakt}$	Gesamtdauer der Berührung zwischen zwei Körpern	[s]
t_{Reg}	Regenerationzeit zwischen zwei Überrollungen	[s]
v	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
z	Wälzkörperanzahl	[-]

Griechische Buchstaben

α	Betriebsdruckwinkel	[°]
α_T	Ausdehnungskoeffizient	[K ⁻¹]
β	Umfangsposition	[°]
δ	Elastische Verformung	[mm]
η	Öltriebsviskosität	mPa.s
κ	Viskositätsverhältnis	[-]
λ	Schmierfilmparameter	[-]
μ	Reibwert	[-]
ν	Viskosität des Schmieröls bei der Betriebstemperatur ϑ	[mm ² /s]
ν_1	Bezugsviskosität	[mm ² /s]
υ	Querkontraktionszahl	[-]
ρ	Krümmung, Kehrwert des Krümmungsradius	[1/mm]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]

ψ	Belastungszonenbreite	[°]
Δd	Aufweitung des Innenrings	[μm]
ΔD	Einschnürung des Außenrings	[μm]
Δs	Betriebsspiel	[μm]
Δs_P	Passungsbedingte Minderung der radialen Lagerluft	[μm]
Δs_T	Lagerluftänderung durch Temperaturdifferenzen der Ringe	[μm]
Δv	Gleitgeschwindigkeit des Körpers, v_{Gleit}	[m/s]
ϑ	Betriebstemperatur	[°C]
Σv	Summengeschwindigkeit des Körpers, v_{Roll}	[m/s]

Indizierung

1	Körper 1
2	Körper 2
AR	Außenring
C1	Lagerluft < CN
C2	Lagerluft < CN. C1 und C2 für starke Wechselbelastungen in Verbindung mit Schwenkbewegungen
C3	Lagerluft > CN
C4	Lagerluft > C3
C5	Lagerluft > C4. C3, C4 und C5 für größeres Temperaturgefälle
CN	radiale Lagerluft für normale Betriebsverhältnisse (früher C0)
IR	Innenring
K	Käfig oder Wälzkörpersatz
K1	Lagerkonfiguration mit Kunststoffkäfig und kleiner Betriebslagerluft
K3	Lagerkonfiguration mit Kunststoffkäfig und großer Betriebslagerluft
M2	Lagerkonfiguration mit Messingkäfig und mittelgroßer Betriebslagerluft
M3	Lagerkonfiguration mit Messingkäfig und großer Betriebslagerluft
WK	Wälzkörper

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Im Hinblick auf den wachsenden elektrischen Energiebedarf und auf die erneuerbaren Energiequellen gewinnt der Einsatz von Windkraftanlagen im Rahmen der regenerativen Energieerzeugung zunehmend an Bedeutung. Der Windenergieanlagenbau in Deutschland begann im Jahr 1983 mit typischen Durchmessergrößen des Laufrades von $D_L = 15$ m und Generatorleistungen von $P_G = 55$ kW. Im Jahr 2005 wurden bereits Anlagen mit einem Durchmesser von 90 m und Leistungen von 2500 kW in Serienfertigung hergestellt [24]. Der typische Leistungsbereich aktueller Anlagen (Stand 2018) geht etwa bis 5000 kW für Onshore-Anlagen und 8000 kW für Offshore-Anlagen [112].

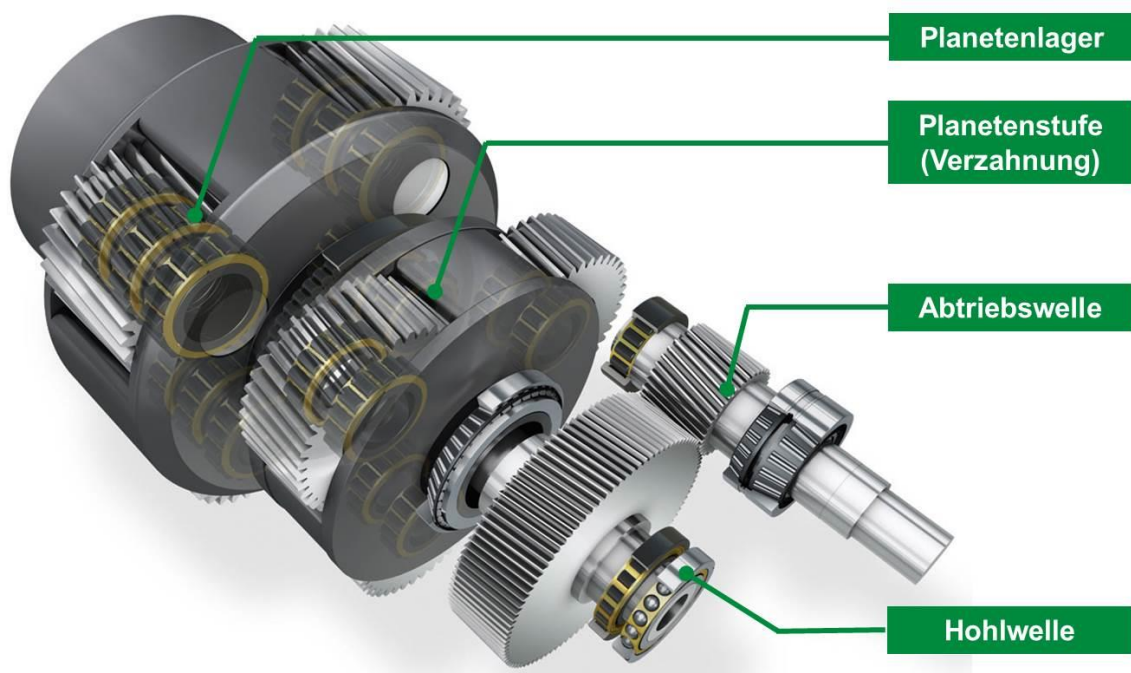


Abbildung 1: Wälzgelagerte Windgetriebe [89], [96]

Aufgrund des enormen Größenwachstums sowie der ansteigenden mechanischen Belastung und des Betriebszustandes der Windenergieanlage ergeben sich im Hinblick auf die Maschinenstandzeit, die Wartung und die Instandhaltung hohe Anforderungen an die Auswahl und die Auslegung der einzelnen Maschinenelemente.

Eine der häufigsten Ausfallursachen in Windenergieanlagen sind Laufbahnschäden von Wälzlagern (mehr als 64% der gesamten Windgetriebeausfälle) [22], siehe Abbildung 2 und Abbildung 3. Dabei kommt es meistens zu sogenannten White Etching Area (WEA)-, White Etching Crack (WEC)- oder White Structure Flaking (WSF)-Phänomenen. Sämtliche Wälzlager in Windenergieanlagen, wie die Lagerung der Planetengetriebe, der Zwischenwelle und der schnelldrehenden Welle, sind oft von diesem Schadensphänomen betroffen [66], siehe Abbildung 2.

WECs charakterisieren sich – in Abgrenzung zur klassischen Ermüdung – durch die Ausbildung von feinen Rissnetzwerken unterhalb der Oberfläche. Eine Gefügeumwandlung im Material sorgt dafür, dass sich Teile des Gefüges nicht anätzen lassen, was zum charakterisierenden Erscheinungsbild (WEAs bzw. WECs) führt, siehe Abbildung 3. Die WEAs bestehen aus feinkörnigem, kohlenstoffübersättigtem Ferrit oder kubischem Martensit [27]. In diesem Bereich lassen sich keine Karbide oder nur Karbide mit sehr kleiner Korngröße erkennen. Die WEA-Zone hat eine Härte im Bereich von 900-1200 HV [3] und ist somit härter als das Ausgangsgefüge mit ca. 700 HV.



Abbildung 2: Pittingschäden auf dem Ring

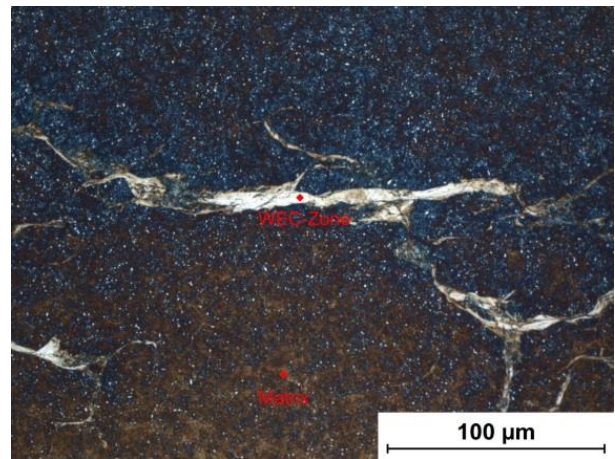


Abbildung 3: WEC-Rissnetzwerk und WEA unter der Laufbahn

Bis heute existiert keine allgemeingültige Aussage, wie es letztlich zu WECs und WEAs kommt. Obwohl Untersuchungen dazu bereits seit über zwei Jahrzehnten laufen, ist der Schadensmechanismus noch nicht eindeutig geklärt. Als generelle Herangehensweise können die Einflussfaktoren aber in vier Gruppen zusammengefasst werden [67] [93]:

- Werkstoff,
- Zusatzbeanspruchung wie z.B. hohe Reibung [15], Schwingungen, ungewollter Stromdurchgang [10], usw.,
- Hauptbeanspruchung (Wälzbeanspruchung),
- Schmierstoff (Additivierung [13], Viskosität, Schmierstoffalterung, Wassergehalt, usw.).

Metallographische Untersuchungen zeigen, dass sich unter der Laufbahn ein feines Rissnetzwerk gebildet hat, das später zu den Querrissen an der Laufbahnoberfläche führt. Derartige Gefügeveränderungen entstehen zumeist unter sehr hohen Hertz'schen Pressungen, die aber oftmals in den betroffenen Anwendungen nicht immer vorliegen. Die Folge sind frühzeitige Ausfälle mit Ausbrüchen oder axiale Risse der Getriebewälzlager nach etwa 2 bis 11 Jahren Betriebszeit [3], was zu erheblichen Folgekosten führt.

1.2 Stand der Technik

Die Literatur zum Thema White Etching Crack ist sehr umfangreich. Viele Autoren haben Lagerversuche mit unterschiedlichen Prüfsystemen zur WEC-Untersuchung durchgeführt. Eine Erhöhung der Wasserstoffaufnahme des Materials durch ungewollten elektrischen Strom und eine Zunahme der Reibung im Wälzkontakt durch Schlupf werden derzeit als die wahrscheinlichsten Ursachen angesehen. Schlupf bezeichnet die Gleitbewegung zwischen zwei Wälzpartnern in ihrem Wälzkontakt.

In Tabelle 1 sind bekannte Wälzlagerprüfstände, auf denen der Einfluss der Reibbeanspruchung bzw. des Schlupfs als WEC-Schadenstreiber untersucht wurde, aufgelistet.

Tabelle 1: White Etching Crack (WEC)-Prüfgeräte [15], [16], [22], [23], [26], [46], [47], [49], [85].

Verfahren	Art des Schmierstoffes	Lastrichtung	Lagertyp	Bewegungsform
FE8-Prüfstand	Schaltgetriebeöl, Motorenöl SAE30	Axial	51212, 7312, 81212	Kontinuierliche Drehbewegung
Zweischeibenprüf- stand	Motorenöl SAE30	Radial	NU208, NU2208	Kontinuierliche Drehbewegung
Micro Pitting Rig (MPR)	Getriebeöl VG 68	Radial	100Cr6 Kör- per (d = 12 mm)	Kontinuierliche Drehbewegung
Vierscheibenprüf- stand	Motorenöl SAE30	Radial	100Cr6 Prüf- ling	Kontinuierliche Drehbewegung
Dynamischer Radiallagerprüf- stand	Motorenöl SAE30	Radial	NU2330	Wechselnde Dreh- beschleunigung
R4NN-Prüfstand	Getriebeöl VG 320	Radial + Axial- schwingung	NU207	Kontinuierliche Drehbewegung
R4G-Prüfstand	Getriebeöl VG 320	Radial	NU222	Kontinuierliche Drehbewegung

Wesentliche Aufgaben von Windgetrieben bestehen in der Erhöhung der Rotordrehzahl auf die Generatorfrequenz sowie der Leistungsübertragung zwischen Rotor und Generator.

In der Praxis werden bei Windgetrieben WEC-bedingte Lagerausfälle meistens durch Schäden auf dem Innenring verursacht. Welche Parameter und Lastkombinationen eine große Rolle dafür spielen, sind bisher noch unbekannt. Die Ergebnisse aus den aktuellen Lagerversuchen am R4G-Prüfstand zeigten meistens WEC-Schäden auf dem Außenring [16].

Als Ergebnis einer Literaturrecherche lassen sich die Betriebszustände der Wälzlagerungen an Windgetrieben wie folgt zusammenfassen:

- Schnell wechselnde Drehbeschleunigung bzw. Torsion der Getriebewelle [66],
- die Wälzlager des Getriebes laufen in bestimmten Betriebspunkten unter kleineren Lasten, was zum Schlupfen der Wälzkörper und des gesamten Wälzkörpersatzes führt [23],

- bei der Lastaufschaltung werden die Wälzkörper und der Käfig schlagartig auf ihre kinematisch ideale Drehzahl beschleunigt. Während dieses Beschleunigungsvorgangs besteht das Risiko, dass Schlupfzustände unter hoher Flächenpressung auftreten [23],
- aufgrund der Schwankungen der Windstärke und der Windrichtung treten hohe Reibenergie bzw. Schlupf an Wälzlagerungen der Windgetriebe auf [66],
- größere Wälzlager führen aufgrund der höheren Massenträgheit zu großem Wälzkörper- und Käfigschlupf [66],
- dynamisch wechselnde Last und Torsion führen zu den Vibrationen [66].

1.3 Zielsetzung

In Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss der Reibbeanspruchung bzw. des Schlupfs auf die WEC-Bildung untersucht. Auf die WEC-Untersuchung unter Einfluss des elektrischen Stroms wird hier verzichtet. Basierend auf den Betriebszuständen der Wälzlagerungen von Windgetrieben, wird ein neuer Prüfstand entwickelt und aufgebaut, der die komplexen Beanspruchungssituationen nachbilden kann.

Hochfrequente Änderungen der Lagerdrehzahl bzw. der Tangentialgeschwindigkeit begünstigen den Schlupfvorgang und die WEA/WEC-Bildung [28]. Auf dem Prüfstand soll daher eine Radiallast sowie eine überlagerte Drehbeschleunigung auf die Welle aufgebracht werden, um ein gezieltes, reproduzierbares Schadensbild mit WEA/WEC-Bildung erzeugen zu können.

In [15] wurde gezeigt, dass ein Zusammenhang zwischen dem Ort der WEC-Schädigung und dem kinematische Reibenergie-Akkumulation $e_{a,kin}$ genannten WEC-Kennwert vorliegt. Der Parameter $e_{a,kin}$ ist abhängig von der kontaktmechanischen Beanspruchung und dem kinematischem Verhalten des Wälzlagers.

Um die Bewegung des Wälzkörpers und des Wälzkörpersatzes am Prüfstand erfassen zu können, wird eine hochauflösende Messtechnik (Hochgeschwindigkeitskamera) sowie eine induktive Bewegungssensorik verwendet. Die Berechnung der kontaktmechanischen Wälzbeanspruchungen erfolgt mit der Software BEARINX.

Als Prüflager werden hier Radial-Zylinderrollenlager in verschiedenen Konfigurationen verwendet. Die Konfigurierung unterscheidet sich im Käfigmaterial, in der Käfigkonstruktion und im Betriebsspiel der Wälzlager. Es sollen Lagerkonfigurationen zum Ein-

satz kommen, mit denen auf dem Prüfstand als WEC-kritisch angesehenes kinematisches Verhalten realisiert werden kann, um auf diese Weise dessen Relevanz für die WEC-Bildung zu erkennen. Für die Lagerversuche sollen die Betriebsbedingungen aus dem R4G-Prüfstand (vgl. Tabelle 1) adaptiert werden.

2 Zylinderrollenlager unter schlupfbehafteter Beanspruchung

In diesem Kapitel werden Grundlagen zur Ermittlung der kontaktmechanischen Verhältnisse und des kinematischen Verhaltens am Radial-Zylinderrollenlager vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt auf der WEC-Beanspruchungskenngröße „Kinematische Reibenergie-Akkumulation“ zur Ortsbestimmung der WEC-Bildung.

2.1 Grundlagen zu Radial-Zylinderrollenlagern

Im Allgemeinen besteht ein Wälzlager aus zwei Ringen, Wälzkörpern und häufig auch einem Käfig. Als Wälzkörper werden Kugeln, Zylinderrollen, Nadelrollen, Kegelrollen und Tonnenrollen eingesetzt. Die Wälzkörper rollen in den Laufbahnen der Ringe ab und werden durch einen Käfig geführt, der Kontakte aufeinander in Umfangsrichtung folgender Wälzkörper verhindert [1].

Die Laufringe und die Wälzkörper werden hauptsächlich aus durchgehärtetem Chromstahl hergestellt, weiterhin wird Einsatzstahl genutzt. Für extreme Bedingungen wie korrosive Umgebung, hohe Temperatur, Belastung, und Drehzahl werden Sonderlager aus Keramik, hochlegiertem, warmfestem oder nichtrostendem Stahl, Kunststoff und anderen Werkstoffen hergestellt [1].

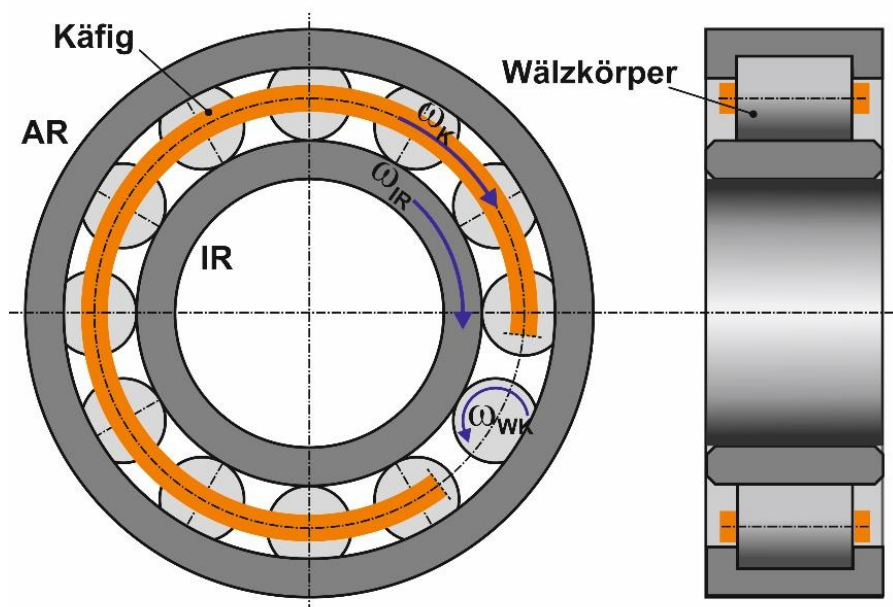


Abbildung 4: Einreihiges Radial-Zylinderrollenlager

Der Käfig besteht aus Blech oder wird in Massivbauweise hergestellt. Blechkäfige werden hauptsächlich aus Stahlblech, oder seltener auch aus Messingblech gestanzt bzw. gepresst. Im Vergleich zum Massivkäfig ist der Blechkäfig leichter. Darüber hinaus ermöglichen Blechkäfige eine verbesserte Schmierstoffzuführung in das Lagerinnere [90]. Massivkäfige werden überwiegend aus Messing, Stahl, Leichtmetallen, Sintereisen und Hartgewebe (glasfaserverstärktem Polyamid) gefertigt [90].

Die Bauformen der Zylinderrollenlager unterscheiden sich durch die Anordnung der Borde. Die Bauform *NU* verfügt über zwei Borde auf dem Außenring (AR) und einen bordlosen Innenring (IR). Der Innenring der Bauform *N* besitzt zwei Borde während der Außenring bordlos ausgeführt ist. Beide Lagertypen werden als Loslager eingesetzt. Der Typ *NJ* verfügt über zwei Borde am Außenring und einen Bord am Innenring. Dieser dient der Aufnahme axialer Kräfte. Die Bauform *NUP* kann als Festlager verwendet werden, das beidseitig Axialkraft aufnehmen kann, siehe Abbildung 5. Die Wälzkörper am Lagerring werden durch die beiden Borde zusammen mit dem Käfig geführt.

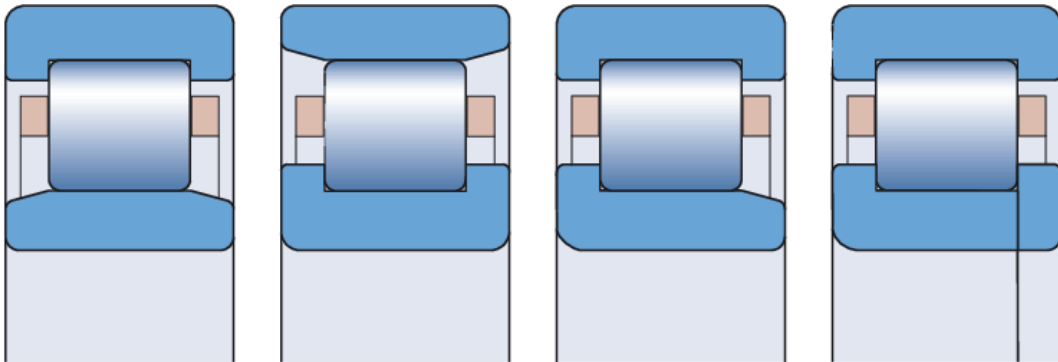


Abbildung 5: Bauform der Zylinderrollenlager (von links nach rechts: Bauform *NU*, *N*, *NJ* und *NUP*), [95]

2.2 Kontaktmechanische Verhältnisse am Radial-Zylinderrollenlager

In Abhängigkeit der Art der Berührung von Wälzkörpern und Laufbahnen, kann man zwischen Punkt- und Linienberührungen unterscheiden. Die Punktberührung liegt bei allen Kugellagerbauarten vor. Berühren sich die Wälzkörper und Laufbahn in einer Linie, spricht man von Linienberührung. Unter den Verhältnissen der Punkt- bzw. Lini-

enberührung ergeben sich bedingt durch elastische Verformungen Kontaktflächen verschiedener Ausprägung. Für die maximale Flächenpressung p_0 bei Linienberührung gilt z.B. nach [1]:

$$p_0 = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{\Sigma\rho}{2} \cdot \frac{Q}{l_{eff}}} \quad [N/mm^2] , \quad (2.1)$$

für Stahl mit dem E-Modul $= 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und der Querkontraktionszahl $\nu = 0,33$ ergibt sich:

$$p_0 \cong 270 \cdot \sqrt{\frac{\Sigma\rho}{2} \cdot \frac{Q}{l_{eff}}} \quad [N/mm^2] , \quad (2.2)$$

wobei:

$$\Sigma\rho = \rho_{11} + \rho_{21} \quad [1/mm] . \quad (2.3)$$

Die Krümmung ρ ist der Reziprokwert des zugehörigen Krümmungsradius r . Für die Ersatzkrümmung $\Sigma\rho$ für den Festkörperkontakt zwischen Körper 1 (Innenring) und 2 (Wälzkörper) sowie zwischen Körper 1 (Außenring) und 2 (Wälzkörper) gilt:

$$\Sigma\rho_{IR} = \frac{r_{IR} + r_{WK}}{r_{IR} \cdot r_{WK}} \quad [1/mm] , \quad (2.4)$$

$$\Sigma\rho_{AR} = \frac{r_{AR} - r_{WK}}{r_{AR} \cdot r_{WK}} \quad [1/mm] . \quad (2.5)$$

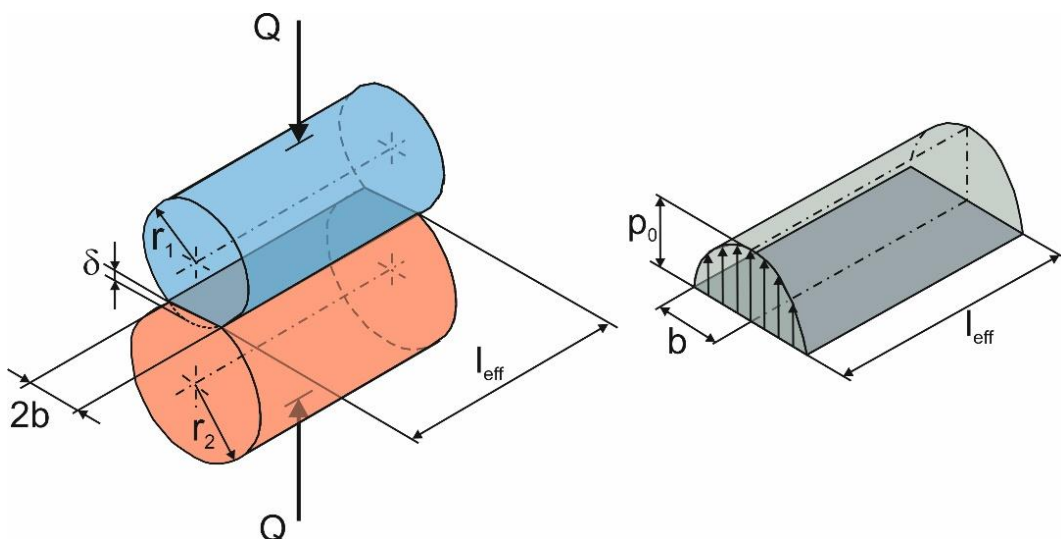


Abbildung 6: Linienberührung zweier zylindrischer Körper

Für die Breite $2b$ der rechteckigen Druckfläche der Linienberührung ergibt sich nach Hertz, siehe Abbildung 6:

$$2b = 2 \cdot \sqrt{\frac{8(1 - \nu^2)}{\pi \cdot E \cdot \Sigma \rho} \cdot \frac{Q}{l_{eff}}} \quad [mm] , \quad (2.6)$$

für den Stahl mit den elastischen Konstanten $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und Querkontraktionszahl $\nu = 0,33$ ergibt sich:

$$2b = \frac{6,68}{10^3} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\Sigma \rho \cdot l_{eff}}} \quad [mm] . \quad (2.7)$$

Für den Flächeninhalt der rechteckigen Druckfläche gilt $A = 2b \cdot l_{eff}$. Dabei ist l_{eff} die effektive Rollenlänge, auf der die beiden zylindrischen Körper sich berühren.

2.3 Elastische Verformung des Linienkontaktes

Bei Belastung des Wälzkörpers durch den Außen- und Innenring mit einer Kraft Q treten elastische Bauteildeformationen auf. In Abhängigkeit von l_{eff} liegt dabei eine Formänderungsgröße δ vor. Für die gesamte elastische Verformung δ beim Linienkontakt gilt [1]:

$$\delta = \frac{8,1}{10^5} \cdot \frac{Q^{0,925}}{l_{eff}^{0,85}} \quad [mm] . \quad (2.8)$$

Daraus erhält man:

$$Q = C_{\delta L} \cdot \delta^{1,08} \quad [N] , \quad (2.9)$$

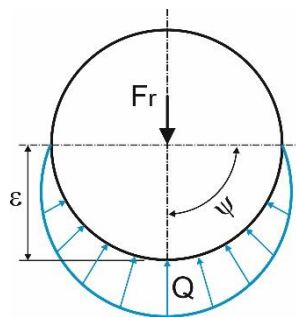
wobei sich die Federkonstante $C_{\delta L}$ errechnet aus:

$$C_{\delta L} = 26200 \cdot l_{eff}^{0,92} \quad [N/mm^{1,08}] . \quad (2.10)$$

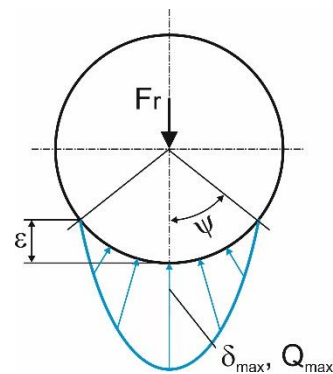
Zur Beschreibung der zulässigen maximalen statischen Belastung wird die Tragzahl C_0 definiert, bei der eine plastische Gesamtverformung des Lagers von höchstens 0,01 % des Wälzkörperdurchmessers auftreten darf.

2.4 Lastverteilung im radial belasteten Lager

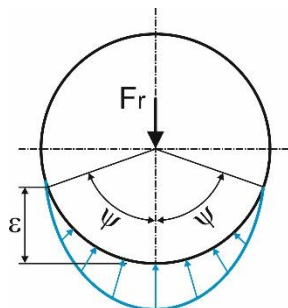
Die auf das Lager wirkende äußere Kraft F_r wird am Lagerumfang auf mehrere Wälzkörperkontakte verteilt. Dabei treten an den einzelnen Wälzkörpern unterschiedliche Verformungen bzw. Wälzkontaktbelastungen auf. Die geometrische Summe aller Wälzkörperkräfte Q_i ist gleich der äußeren Belastung F_r .



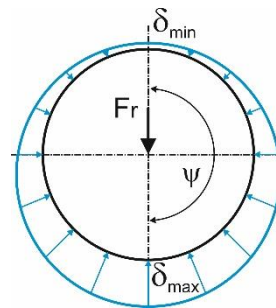
a. Null-Lagerspiel (spielfrei)
($\psi = 90^\circ$)



b. Viel Lagerspiel
($0^\circ < \psi < 90^\circ$)



c. Wenig Lagerspiel (spielfrei)
($90^\circ < \psi < 180^\circ$)



d. Starke Vorspannung
($\psi = 180^\circ$; $\delta_{min} < \delta_{max}$)

Abbildung 7: Typische Belastungszonen von Radial-Wälzlager bei unterschiedlichem Lagerspiel [97]

Abbildung 7 stellt übliche Belastungszonen von Radial-Wälzlager für verschiedene Lagerspiele dar. Der Einfluss der Massenkräfte, der Fliehkraft und des Kreiselmoments wird dabei vernachlässigt. Bei größerem Lagerspiel (b) ist die Lastzone klein, da weniger Wälzkörper an der Lastübertragung zwischen Außen- und Innenring beteiligt sind. Der in der Mitte der Lastzone befindliche Wälzkörper überträgt in diesem Fall eine relativ hohe Last. Mit abnehmendem Lagerspiel (a, c) wird eine verbesserte Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper erreicht, da die Lastzone größer wird, solange die Lagerbelastung konstant bleibt. Eine Erhöhung der Vorspannung (d) führt nicht nur zu einer Vergrößerung der Lastzone, sondern auch zur Lasterhöhung der einzelnen Wälzkörper. Eine optimale Lagerluft muss daher stets so ausgewählt werden, dass sie die geforderten Funktionen erfüllen kann.

Zur Ermittlung der Lastverteilung $Q(\psi)$ wird folgende Funktion verwendet [25]:

$$Q(\psi) = \left[\left(\frac{k \cdot F_r}{z} \right)^p \cos \psi + \frac{\Delta s \cdot l^q}{2 c_L} (\cos \psi - 1) \right]^{\frac{1}{p}} [N], \quad (2.11)$$

dazu werden folgende Parameter verwendet: k als Zahlenwert der Lagerluftklasse, z Wälzkörperanzahl, Δs als Radialspiel, l als effektive Rollenlänge, $p = 0,838$, $q = 0,605$ und $c_L = 8,567 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^{1,605} \cdot \text{N}^{-0,838}$.

2.5 Radiale Lagerluft

Das Betriebsspiel Δs ergibt sich aus der Einbaulagerluft und Luftänderungen durch Temperaturdifferenzen der Lagerringe Δs_T im eingebauten Zustand. Die Einbaulagerluft resultiert aus der Herstelllagerluft s_r und Durchmesseränderungen der Laufbahnen infolge von Passungsübermaßen Δs_p . Je nach Einsatzbedingungen werden die Lager in unterschiedlichen Luftklassen $C1$, $C2$, CN (früher $C0$: Normalluft), $C3$, $C4$ und $C5$ (in der Reihenfolge wachsender Luft) angefertigt. Das Betriebsspiel Δs ergibt sich aus [98]:

$$\Delta s = s_r - \Delta s_p - \Delta s_T \quad [\mu\text{m}]. \quad (2.12)$$

Für die Änderung der radialen Lagerluft durch ein Passungsübermaß (Δd , ΔD) und ein Temperaturgefälle zwischen dem Innen- und Außenring ($\Delta \vartheta$) [98] gilt:

$$\Delta s_P = \Delta d + \Delta D \quad [\mu\text{m}] , \quad (2.13)$$

$$\Delta s_T = \alpha_T \cdot d_M \cdot 1000 \cdot (\vartheta_{IR} - \vartheta_{AR}) \quad [\mu\text{m}] . \quad (2.14)$$

Darin sind α_T der lineare Ausdehnungskoeffizient und $d_M = (d + D)/2$ der mittlerer Durchmesser der Lagerringe. Für Stahl wird in diesem Zusammenhang $\alpha_T = 11 \cdot 10^{-6}$ (1/K) verwendet. Bei normalen Betriebsverhältnissen kommt die *CN*-Lagerluft zum Einsatz. Kleinere Luftklassen wie *C1* und *C2* werden für Sonderfälle, z.B. bei Lagerungen mit hoher Genauigkeit und für starke Wechselbelastungen in Verbindung mit Schwenkbewegungen angewendet. Ein größeres Lagerspiel ist für Presspassungen der Lagerringe und bei größerem Temperaturgefälle zwischen Innen- und Außenring geeignet [98].

2.6 Geschwindigkeitszonen des Wälzkörpers

Abbildung 8 zeigt ein typisches Geschwindigkeitsprofil eines einzelnen Wälzkörpers während eines Umlaufs in einem Radial-Zylinderrollenlager.

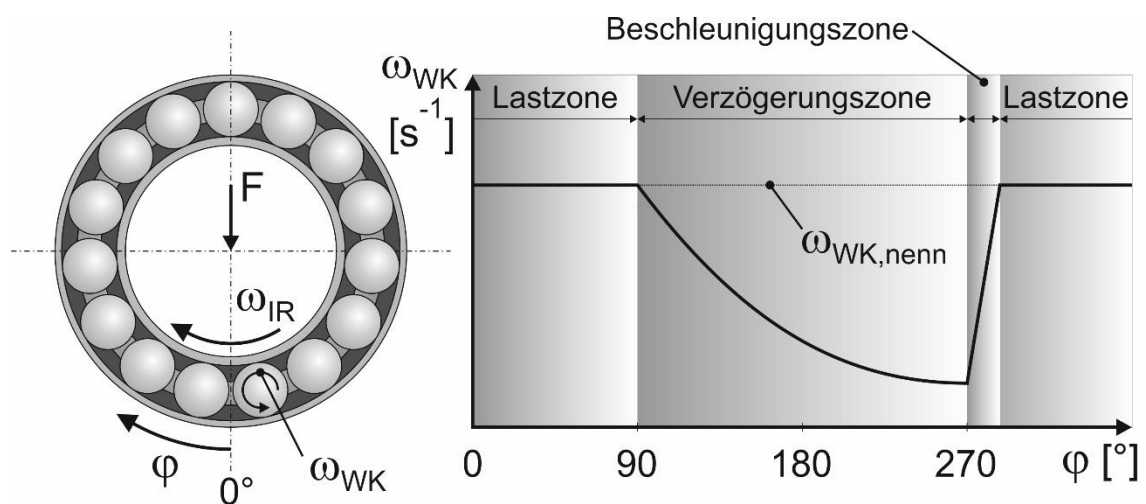


Abbildung 8: Drehzahlverlauf eines Wälzkörpers in einem Radiallager

Bei Belastung des Lagers mit einer Mindestbelastung (Radial-Zylinderrollenlager: $C_0/P < 50$), bewegen sich die Wälzkörper durch drei Geschwindigkeitsbereiche. Dabei handelt es sich um den Beschleunigungsbereich beim Eintritt der Wälzkörper in die Lastzone, den Nenndrehzahlbereich in der Lastzone und den Bereich der Verzögerung

aufgrund der Rollwiderstände der Wälzkörper in der Austrittszone [20], [21]. Kurz vor dem Eintritt in die Lastzone liegt die minimale Drehgeschwindigkeit der Wälzkörper vor. In der Lastzone werden die Wälzkörper von der minimalen Drehgeschwindigkeit auf die kinematisch ideale Geschwindigkeit beschleunigt.

Die Wälzkörperdrehzahl sowie die Käfigdrehzahl (d.h. die Drehzahl des Wälzkörpersatzes) können im Fall eines schlupffreien (kinematischen) Laufes theoretisch bestimmt werden. Durch Ableitung der Abrollverhältnisse an den Kontaktstellen der Wälzkörper mit dem Innen- bzw. Außenring kann der Zusammenhang zwischen der Innenringdrehzahl und der Käfigdrehzahl sowie der Wälzkörperdrehzahl ermittelt werden.

Außerhalb der Lastzone wird die Laufbahn ausschließlich durch die Fliehkräfte und das Eigengewicht der Wälzkörper belastet. Die Eigendrehung der Wälzkörper verzögert sich. Dieser Effekt wird durch die unter den vorliegenden Schmierungs- und Normalkraftverhältnissen auftretende Reibungskraft hervorgerufen.

2.7 Kinematische Verhältnisse

2.7.1 Umfangsgeschwindigkeit des Innen- und Außenrings

Abbildung 9 zeigt ein Vektordiagramm zur allgemeinen Betrachtung des kinematischen Verhaltens von Wälzlager am Beispiel eines Schrägkugellagers.

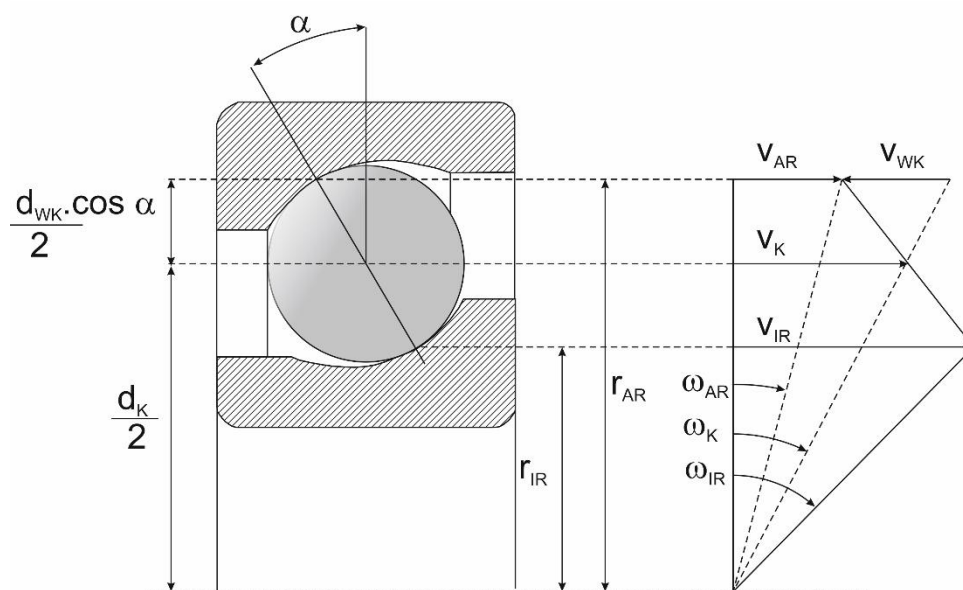


Abbildung 9: Erforderliche Daten zur Bestimmung der Käfig- und Wälzkörperdrehzahl

Der Innen- und Außenring besitzen die gleiche Drehrichtung und die Rollkörper rollen ohne Schlupf ab, wobei die Belastung unter dem Betriebsdruckwinkel α erfolgt.

Im allgemeinen Fall gilt für die Umfangsgeschwindigkeit des Innenrings im Berührungspunkt mit dem Wälzkörper nach [1]:

$$v_{IR} = \frac{\pi \cdot n_{IR} \cdot (d_K - d_{WK} \cdot \cos \alpha)}{60.000} \quad [m/s] . \quad (2.15)$$

Weiterhin ergibt sich demnach für die Umfangsgeschwindigkeit des Außenrings im Berührungspunkt mit dem Wälzkörper [1]:

$$v_{AR} = \frac{\pi \cdot n_{AR} \cdot (d_K + d_{WK} \cdot \cos \alpha)}{60.000} \quad [m/s] . \quad (2.16)$$

2.7.2 Kinematische Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl des Käfigs

Für die Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs gilt bei einem konstanten Druckwinkel nach Abbildung 9 als Mittelwert der Umfangsgeschwindigkeiten v_{IR} und v_{AR} [1]:

$$v_K = (v_{IR} + v_{AR}) \cdot 0,5 \quad [m/s] , \quad (2.17)$$

$$v_K = \frac{\pi \cdot d_K}{60.000} \cdot \left[\left(1 - \frac{d_{WK} \cdot \cos \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{IR}}{2} + \left(1 + \frac{d_{WK} \cdot \cos \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{AR}}{2} \right] \quad [m/s] , \quad (2.18)$$

$$n_K = \left(1 - \frac{d_{WK} \cdot \cos \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{IR}}{2} + \left(1 + \frac{d_{WK} \cdot \cos \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{AR}}{2} \quad [1/min] . \quad (2.19)$$

Für ein Radial-Zylinderrollenlager mit einem Druckwinkel von $\alpha = 0^\circ$ und dem stillstehenden Außenring ($n_{AR} = 0 \text{ min}^{-1}$) ergibt sich [1]:

$$v_K = \frac{\pi \cdot d_K}{60.000} \left(1 - \frac{d_{WK}}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{IR}}{2} \quad [m/s] , \quad (2.20)$$

$$n_K = \left(1 - \frac{d_{WK}}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{IR}}{2} \quad [1/min] . \quad (2.21)$$

2.7.3 Kinematische Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl der Wälzkörper

Die Umfangsgeschwindigkeit v_{WK} des Wälzkörpers ergibt sich als Differenz der Umfangsgeschwindigkeit v_{AR} des Außenrings und der Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs im Berührungspunkt Wälzkörper/Außenring [1]:

$$v_{WK} = v_{AR} - \omega_K \cdot \frac{r_{AR}}{1000} \quad [m/s] , \quad (2.22)$$

$$v_{WK} = \frac{\pi \cdot d_{WK}}{60.000} \cdot \left(\frac{d_K}{d_{WK}} - \frac{d_{WK} \cdot \cos^2 \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{AR} - n_{IR}}{2} \quad [m/s] , \quad (2.23)$$

$$n_{WK} = \left(\frac{d_K}{d_{WK}} - \frac{d_{WK} \cdot \cos^2 \alpha}{d_K} \right) \cdot \frac{n_{AR} - n_{IR}}{2} \quad [1/min] . \quad (2.24)$$

Für ein Radial-Zylinderrollenlager mit einem Druckwinkel von $\alpha = 0^\circ$ bei stillstehendem Außenring ($n_{AR} = 0 \text{ min}^{-1}$) ergibt sich [1]:

$$v_{WK} = \frac{\pi \cdot d_{WK}}{60.000} \cdot \left(\frac{d_K}{d_{WK}} - \frac{d_{WK}}{d_K} \right) \cdot \frac{-n_{IR}}{2} \quad [m/s] , \quad (2.25)$$

$$n_{WK} = -\frac{n_{IR}}{2} \cdot \left(\frac{d_K}{d_{WK}} - \frac{d_{WK}}{d_K} \right) \quad [1/min] . \quad (2.26)$$

2.8 Schlupfbehäftetes Lager

2.8.1 Schlupfverhalten des Käfigs

Sofern die gemessene Käfig- und Wälzkörperdrehzahl kleiner als die kinematische Drehzahl sind, liegen schlupfbehäftete Bewegungen der Wälzkörper und des Käfigs vor. Der Käfigschlupf S_K wird allgemein nach [20], [21] und [23] wie folgt definiert:

$$S_K = \left[1 - \frac{n_{K,Mess}}{n_{K,Kin}} \right] \cdot 100\% \quad [-] . \quad (2.27)$$

Wesentliche Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten des Käfigs sind nach [23], [91] unter anderem die Radiallast F_r , die zugeführte Ölmenge \dot{V} , die Wellendrehzahl n , das Betriebsspiel (Δs), die Massenträgheit (J) des Käfigs sowie die Betriebsviskosität η des Schmierstoffs.

2.8.2 Einfluss der Radiallast und der zugeführten Ölmenge

Um den Einfluss der zugeführten Ölmenge auf den Satzschlupf zu bestimmen, wurden Messungen am R4G-Prüfstand durchgeführt, vgl. [16]. Als Prüflager kamen Zylinderrollenlager NU222 zum Einsatz. Der Betrieb der Prüflager erfolgte mit konstanter Drehzahl n und statischer Radiallast F_r . Die Radialkraft wurde stufenweise im thermischen Gleichgewichtszustand reduziert.

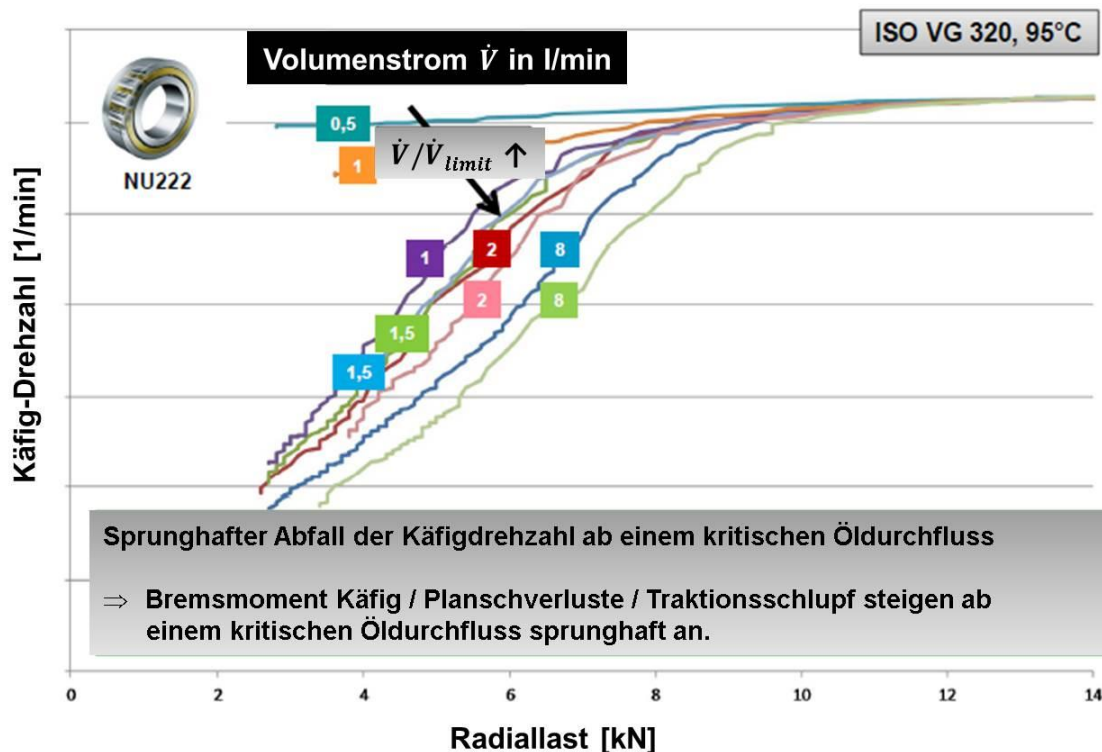


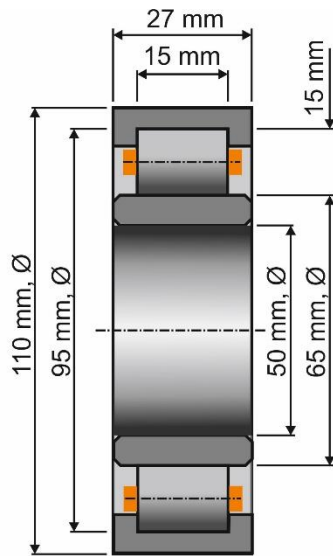
Abbildung 10: Einfluss Öldurchfluss auf Satzschlupf [16]

Abbildung 10 stellt die Verläufe der Käfigdrehzahl bei verschiedenen zugeführten Öl-mengen dar. Die Zunahme der Ölmenge führt zu steigenden Planschverlusten und Staudrücken im Lager. In der Folge werden der Käfig und die Wälzkörper außerhalb der hoch belasteten Zone stark abgebremst.

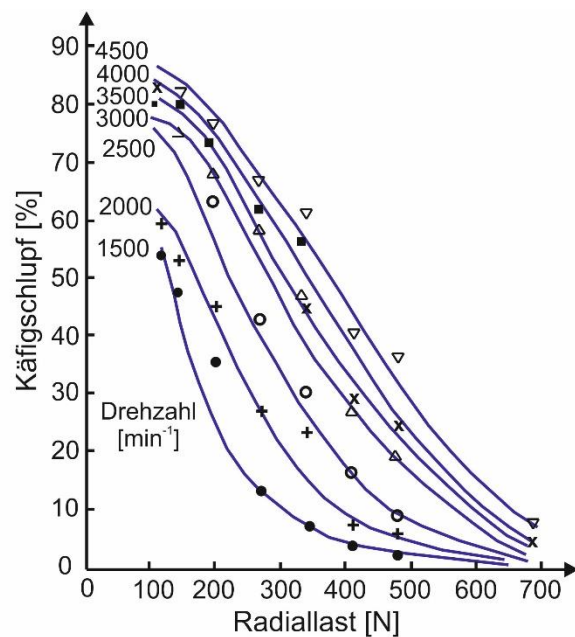
2.8.3 Einfluss der Innenringdrehzahl

Die Abhängigkeit der Innenringdrehzahl auf den Schlupf in einem Radialzylinderrollen-lager wurde von [91] untersucht. Als Prüflager wurde ein einreihiges Zylinderrollen-lager vom Typ NU310 mit einem Lagerspiel von 25 μm verwendet. Das Lager verfügt über einen Messingkäfig und zwölf Wälzkörper.

Abbildung 11 (rechts) stellt die Käfigschlupfwerte des Zylinderrollenlagers NU310 in Abhängigkeit von der Radiallast bei veränderlichen Drehgeschwindigkeiten des Innenrings dar. Die zugeführte Ölmenge wurde dabei konstant gehalten. Mit steigender Innenringdrehzahl und abnehmender Radiallast erhöht sich der in Bereichen mit geringer Belastung auftretende Käfigschlupf.



NU310 außenbordgeführter Käfig
radiale Lagerluft 25 μm



Zulaufvolumenstrom = 420 cm^3/min .

Abbildung 11: Käfigschlupf im Radialzylinderrollenlager in Abhängigkeit der radialen Lagerlast bei veränderlicher Innenringdrehzahl [91]

2.8.4 Einfluss der Ölbetriebsviskosität

Der Einfluss der Ölbetriebsviskosität auf den Schlupf wurde u.a. in [99] untersucht. Dabei wurden die Schmierölsorten Shell H.V.I. 650, 160S und 65 verwendet. Sie besitzen absolute Viskositäten von 470, 98 und 32 cP bei einer Temperatur von $\vartheta = 100\text{ }^\circ\text{F}$ und 28, 10 und 4,8 cP bei $\vartheta = 210\text{ }^\circ\text{F}$.

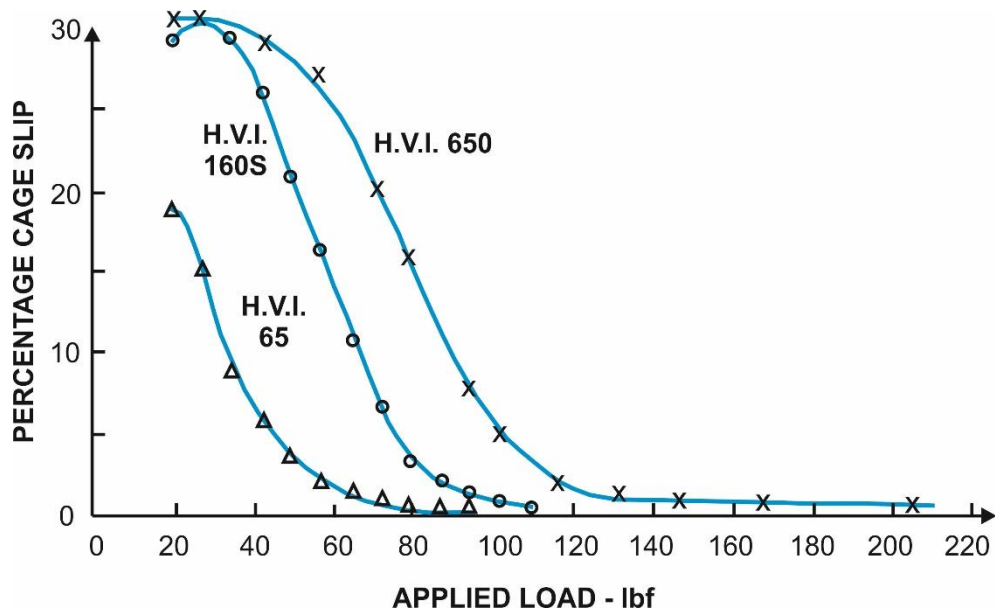


Abbildung 12: Einfluss der Betriebsviskosität [99]

Die Schmieröle wurden durch eine Düse mit einem Durchsatz von ca. 3 l/min direkt ins Lager eingespritzt. Der Innenring des Zylinderrollenlagers NU310 mit einer Lagerluft von 0,002 Inch wurde mit einer konstanten Drehzahl von $n = 2530 \text{ min}^{-1}$ angetrieben [99]. Die Verwendung des hochviskosen Schmierstoffes H.V.I. 650 führte bei kleiner Belastungskraft zu maximalem Käfigschlupf, vgl. Abbildung 12. Ein ähnlicher Versuch wurde von [23] durchgeführt. Hier erfolgte die Variation der Betriebsviskosität durch Temperierung des Prüflagers und des Öltanks.

2.8.5 Gleitgeschwindigkeit des Wälzkörpers im Wälzkontakt

Die Gleitgeschwindigkeit Δv_{IR} des Wälzkörpers auf der Innenlaufbahn nach dem Vektordiagramm in Abbildung 13 ergibt sich aus der Differenz der Umfangsgeschwindigkeit des Innenrings v_{IR} und der Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers v_{WK} im Berührungspunkt Wälzkörper/Innenring. Die Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers beträgt $n_{WK} \cdot \pi \cdot d_{WK}$ und er dreht sich um die Achse des Käfigs mit einer Umfangsgeschwindigkeit von $n_K \cdot \pi \cdot (d_{IR} + d_{WK})$:

$$\Delta v_{IR} = v_{WK} - v_{IR} \quad [\text{m/s}] \quad , \quad (2.28)$$

$$\Delta v_{IR} = (n_{WK} \cdot \pi \cdot d_{WK} + n_K \cdot \pi \cdot (d_{IR} + d_{WK})) - (n_{IR} \cdot \pi \cdot d_{IR}) \quad [\text{m/s}] \quad , \quad (2.29)$$

$$\Delta v_{IR} = v_{Gleit,IR} = (n_{WK} + n_K) \cdot \pi \cdot d_{WK} - (n_{IR} - n_K) \cdot \pi \cdot d_{IR} \quad [\text{m/s}] \quad , \quad (2.30)$$

$$\Sigma v_{IR} = v_{Roll,IR} = (n_{WK} + n_K) \cdot \pi \cdot d_{WK} + (n_{IR} - n_K) \cdot \pi \cdot d_{IR} \quad [m/s] . \quad (2.31)$$

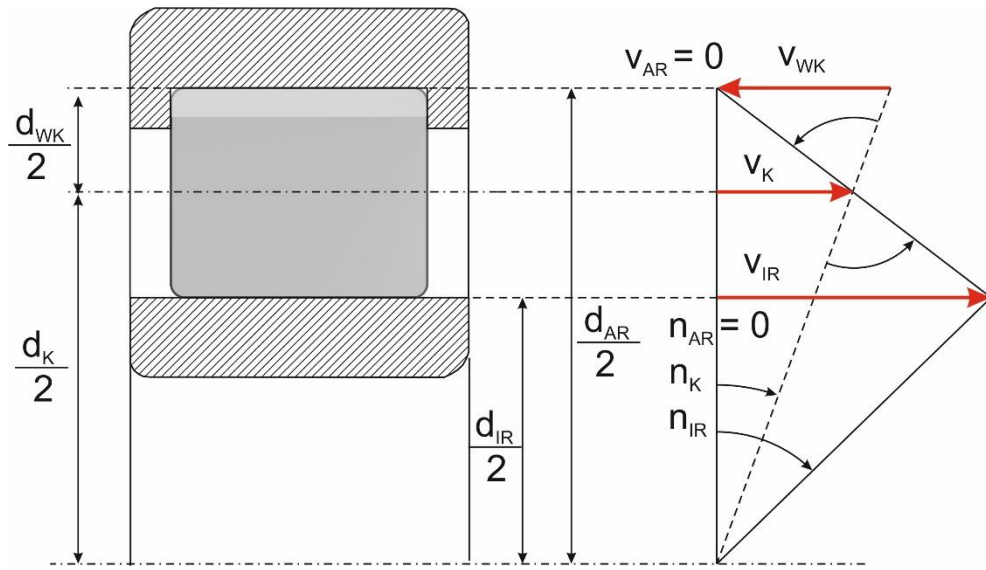


Abbildung 13: Gleitgeschwindigkeit eines Wälzkörpers im Radiallager mit stillstehendem Außenring

Bei stillstehendem Außenring und drehendem Innenring gilt für die Gleitgeschwindigkeit des Wälzkörpers Δv_{AR} auf der Außenlaufbahn:

$$\Delta v_{AR} = v_{AR} - v_{WK} \quad [m/s] , \quad (2.32)$$

$$\Delta v_{AR} = 0 - (-n_{WK} \pi \cdot d_{WK} + n_K \cdot \pi \cdot (d_{AR} - d_{WK})) \quad [m/s] , \quad (2.33)$$

$$\Delta v_{AR} = v_{Gleit,AR} = (n_{WK} + n_K) \cdot \pi \cdot d_{WK} - n_K \cdot \pi \cdot d_{AR} \quad [m/s] , \quad (2.34)$$

$$\Sigma v_{AR} = v_{Roll,AR} = (n_{WK} + n_K) \cdot \pi \cdot d_{WK} + n_K \cdot \pi \cdot d_{AR} \quad [m/s] . \quad (2.35)$$

2.8.6 Wälzkörperschlupf

Analog zur Ermittlung des Käfigschlupfs, gilt für den Wälzkörperschlupf nach [20], [21] und [23]:

$$S_{WK} = \left[1 - \frac{n_{WK,Mess}}{n_{WK,Kin}} \right] \cdot 100\% \quad [-] . \quad (2.36)$$

In den tribologischen Kontaktverhältnissen wie z.B. am Zweischeibenprüfstand und am Axialzylinderrollenlager wird häufig die kinematische Kenngröße Slide-Roll-Ratio (SRR) verwendet, siehe Abbildung 14:

$$\text{Slide-Roll-Ratio: } SRR = \frac{v_{\text{Gleit}}}{v_{\text{Roll}}} = \left(\frac{v_1 - v_2}{v_1 + v_2} \right) \cdot 100\% \quad [-] . \quad (2.37)$$

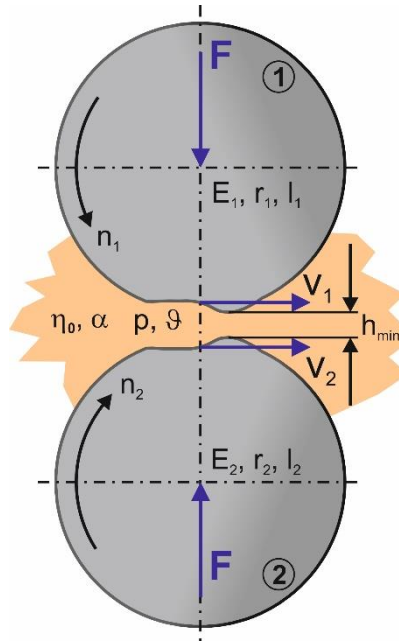


Abbildung 14: Slide-Roll-Ratio für einen Zweischeibenkontakt

Setzt man die Gleit- und Rollgeschwindigkeit aus Gl. (2.30) und (2.31) für den Kontakt Wälzkörper/Innenring und sowie Gl. (2.34) und (2.35) für den Berührungspunkt Wälzkörper/Außenring ein, ergeben sich:

$$SRR_{IR} = \frac{v_{\text{Gleit},IR}}{v_{\text{Roll},IR}} = \frac{(n_{WK} + n_K) \cdot d_{WK} - (n_{IR} - n_K) \cdot d_{IR}}{(n_{WK} + n_K) \cdot d_{WK} + (n_{IR} - n_K) \cdot d_{IR}} \cdot 100\% \quad [-] , \quad (2.38)$$

$$SRR_{AR} = \frac{v_{\text{Gleit},AR}}{v_{\text{Roll},AR}} = \frac{(n_{WK} + n_K) \cdot d_{WK} - n_K \cdot d_{AR}}{(n_{WK} + n_K) \cdot d_{WK} + n_K \cdot d_{AR}} \cdot 100\% \quad [-] . \quad (2.39)$$

Aufgrund der gegebenen Umfangsgeschwindigkeiten können zwei Betriebszustände unterschieden werden:

1. $SRR = \pm 100 \%$: es findet reines Gleiten statt, wobei ein Lagerring stillsteht,
2. $SRR = 0 \%$: die Umfangsgeschwindigkeiten der Kontaktpartner sind gleich groß und gleichgerichtet. Es findet reines Rollen statt,

2.8.7 Überrollverhältnisse

Bei jeder Umdrehung des Lagerrings werden die Innen- und Außenringlaufbahn mehrmals von den Wälzkörpern überrollt. Die Anzahl der Überrollungen ergibt sich aus der Anzahl der Wälzkörper z und der Relativbewegung zwischen dem Käfig und dem betrachteten Lagerring. In diesem Zusammenhang wird nicht berücksichtigt, ob eine bestimmte Laufbahnposition von einem belasteten oder unbelasteten Wälzkörper überrollt wird.

Bei Rotation des Innenrings und gleichzeitig stillstehendem Außenring werden der Innenring mit Umfangslast und der Außenring durch eine Punktlast belastet. Eine Umfangslast liegt vor, wenn der Lagerring relativ zur Belastung umläuft. Bei Punktlast steht der Lagerring relativ zur Lastrichtung still. Die Überrollungsanzahl der Innen- und Außenlaufbahn eines radialen Zylinderrollenlagers lässt sich ermitteln nach:

$$N_{Umfang} = N_{IR} = \frac{z}{2} \cdot \left[1 + \frac{d_{WK}}{d_K} \right] \cdot \frac{n}{60} \quad [-] , \quad (2.40)$$

$$N_{Punkt} = N_{AR} = \frac{z}{2} \cdot \left[1 - \frac{d_{WK}}{d_K} \right] \cdot \frac{n}{60} \quad [-] . \quad (2.41)$$

Bei rotierendem Außenring und stillstehendem Innenring treten veränderte Belastungsverhältnisse auf, wobei am Außenring eine Umfangslast vorliegt, während dem Innenring eine Punktlast aufgeprägt wird.

2.9 Kinematische Reibenergie-Akkumulation

Um eine WEC-Beanspruchungskenngröße unter Reibbeanspruchung zu bestimmen, wurden in [15], [81], [101] mehrere Wälzlagerversuche mit verschiedenen Bauarten (81212, 7312, 7210, 51212, 30312, 29412, NU207) durchgeführt. Die Lagerversuche in [15] ergaben, dass eine ausschließliche Verwendung der spezifischen Festkörper-Reibleistung $\mu_{pc.v}$ nicht als hinreichender WEC-Parameter geeignet ist. Aus diesem

$$e_a = \frac{\pi}{4} \cdot \mu \cdot p \cdot \Delta v \cdot \frac{t_{\text{Kontakt}}}{t_{\text{Reg}}} \quad [W/mm^2] . \quad (2.44)$$

$t_{\text{Reg,AR}}$ ist die vom Wälzkörper benötigte Zeit, um eine Strecke von $2\pi \cdot r_{\text{AR}}/z$ (Abstand von zwei Überrollungen an der Außenlaufbahn) zu rollen. $t_{\text{Kontakt,AR}}$ ist die Rollzeit für einen Abstand von $2b_{\text{AR}}$ (Kontaktbreite) gemäß Abbildung 15. Die Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers v_{WK} beträgt nach [81]:

$$v_{\text{WK}} = \frac{2b_{\text{AR}}}{t_{\text{Kontakt,AR}}} = \frac{\frac{2\pi \cdot r_{\text{AR}}}{z}}{t_{\text{Reg,AR}}} \quad [\text{m/s}] \quad \text{und} \quad \frac{t_{\text{Kontakt,AR}}}{t_{\text{Reg,AR}}} = \frac{b_{\text{AR}} \cdot z}{\pi \cdot r_{\text{AR}}} . \quad (2.45)$$

Der Reibwert μ ist in den meisten Fällen unbekannt und er soll hier vernachlässigt werden. Wird Gl. (2.43) in Gl. (2.42) eingesetzt ergibt sich der kinematische Anteil der Reibenergie-Akkumulation an der Außenlaufbahn [81]:

$$e_{a,\text{kin,AR}} = \frac{1}{4} \cdot \frac{b_{\text{AR}}}{r_{\text{AR}}} \cdot z \cdot p_{\text{AR}} \cdot \Delta v_{\text{AR}} \quad [W/mm^2] . \quad (2.46)$$

Die Regenerationszeit des Innenrings t_{Reg} entspricht der Periodendauer einer Umdrehung. Wenn der Innenring mit einer Geschwindigkeit relativ zum Wälzkontakt von v_{IR} rotiert, ergibt sich:

$$v_{\text{IR}} = \frac{2b_{\text{IR}}}{t_{\text{Kontakt,IR}}} = \frac{2\pi \cdot r_{\text{IR}}}{t_{\text{Reg,IR}}} \quad \text{und} \quad \frac{t_{\text{Kontakt,IR}}}{t_{\text{Reg,IR}}} = \frac{b_{\text{IR}}}{\pi \cdot r_{\text{IR}}} , \quad (2.47)$$

Der Innenring wird mit einer Umfangslast belastet, so dass bedingt durch die einzelnen Wälzkontakte an jeder Position entlang des Umfangs eine gleichmäßige Reibbeanspruchung generiert wird. Die kinematische Reibenergie-Akkumulation des Innenrings resultiert aus der Summe $e_{a,\text{kin}}$ der einzelnen Wälzkontakte i :

$$e_{a,\text{kin,IR}} = \frac{1}{4 \cdot r_{\text{IR}}} \cdot \sum_{i=1}^{i=z} b_{\text{IR},i} \cdot p_{\text{IR},i} \cdot \Delta v_{\text{IR},i} \quad [W/mm^2] . \quad (2.48)$$

Die Ergebnisse der Lagerversuche aus [15], [81], [101] zeigten, dass ein Zusammenhang zwischen dem Ort der WEC-Schädigung und der kinetischen Reibenergie-Akkumulation $e_{a,kin}$ festgestellt werden kann. Im Rahmen der folgenden Untersuchungen wird der Kennwert $e_{a,kin}$ deshalb bei der Versuchsauswertung berücksichtigt.

2.10 Lebensdauermodell nach ISO 281

Das Lebensdauermodell nach ISO 281 ist eine internationale Norm, die eine wesentliche Grundlage zur Lebensdauerberechnung eines Wälzlagers darstellt. Es liefert eine statistische Lebensdauer zur Ermüdung des Lagerwerkstoffes in Anzahl der Überrollungen bzw. Laufzeit. Die Auswirkungen von Verschleiß, Korrosion, und Elektroerosion auf die Lebensdauer werden hier nicht betrachtet [2].

Bei Untersuchung verschiedener Lager, die unter identischen Betriebsbedingungen eingesetzt werden, treten in der Praxis Lagerausfälle bei unterschiedlichen Laufzeiten auf. Mögliche Ursachen können ungleichmäßige Größen- und Mengenverteilung nicht metallischer Einschlüsse bzw. Fremdkörner sein. Weiterhin tritt eine breite Streuung der Wälzfestigkeit der Lager auf. Aus diesem Grund ist ausschließlich im Fall einer hinreichend großen Probemenge eines Lagertyps eine zuverlässige Aussage hinsichtlich einer bestimmten Ausfallwahrscheinlichkeit möglich.

2.10.1 Nominelle Lebensdauer

Die Gleichung zur Berechnung der nominellen Lebensdauer (L , L_{10}) basiert auf der Theorie von Lundberg und Palmgren [105], [106]. Die nominelle Lebensdauer nach [2] wird als Anzahl der Überrollungen bzw. als Laufzeit für 90% Zuverlässigkeit angegeben. Dies bedeutet, dass 90 % aller Lager einer hinreichend großen Menge die berechnete Lebensdauer erreichen oder überschreiten.

Die nominelle Lebensdauer L ergibt sich aus dem Quotient der für jedes Lager charakteristischen dynamischen Tragzahl C und der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P für Radial- und Axiallager. Die dynamische Tragzahl C wird vom Lagerhersteller angegeben. Für Nadel- und Rollenlager wird der Lebensdauerexponent $p = 10/3$ verwendet, während für Kugellager $p = 3$ gilt. L_h ist nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden für die Betriebsdrehzahl n .

$$L = L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [-] \text{ bzw. } L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p [\text{h}] . \quad (2.49)$$

L oder L_{10} bezeichnet eine nominelle Lebensdauer für 10^6 Umdrehungen, d.h. ein Lager unter dynamischer Belastung der Größe C besitzt eine Ermüdungslebensdauer von einer Million Umdrehungen. Die Schmierung erfolgte mit Mineralöl leichter Oxidations- und Korrosionsschutzadditivierung [13].

Die nominelle Lebensdauer L beschreibt die Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers mit hochwertiger Werkstoffqualität unter normalen Betriebsbedingungen ohne Einfluss von Schmierölverunreinigung.

2.10.2 Modifizierte Lebensdauer

Die modifizierte Lebensdauer L_{na} korrigiert die nominelle Lebensdauer L unter Berücksichtigung von Einflüssen des Lagermaterials und der Schmierung [98]:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L [-] . \quad (2.50)$$

Der Lebensdauerbeiwert a_1 ist ein Faktor für eine Erlebenswahrscheinlichkeit, die von 90% abweicht. Der Lebensdauerbeiwert a_1 liegt tabellarisch vor [98]. Der Lebensdauerbeiwert a_2 berücksichtigt die Art und Qualität des Lagerwerkstoffs sowie die Konstruktion des Lagers. Für Standard-Wälzlagerstähle gilt $a_2 = 1$.

Der in der Praxis relevante Lebensdauerbeiwert a_3 berücksichtigt den Einfluss des Schmierstoffs (Viskosität und Menge). Die Schmiereigenschaft hängt vom Grad der Oberflächentrennung an den Berührungsstellen zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen sowie von der Sauberkeit der Lagerung und des Schmierstoffs ab [107].

Der Lebensdauerbeiwert a_3 kann entsprechend [98] graphisch bestimmt werden, sofern das Viskositätsverhältnis κ bekannt ist. Das Viskositätsverhältnis κ ergibt sich aus dem Quotient der Viskosität des Schmieröls ν bei der Betriebstemperatur ϑ und der Bezugsviskosität ν_1 :

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} . \quad (2.51)$$

Die Bezugsviskosität ν_1 wird mithilfe des mittleren Lagerdurchmessers $d_M = (D + d)/2$ und der Betriebsdrehzahl n bestimmt.

Ein Viskositätsverhältnis von $\kappa = 4$ bedeutet Vollschnierung und es liegt ein vollständig trennender EHD-Schnierfilm vor. Bei $\kappa > 4$ wird der Bereich der Dauerfestigkeit erreicht, bei dem keine Ermüdungsschäden mehr vom Bereich der höchsten Werkstoffbeanspruchung unterhalb der Oberfläche ausgehen. Für das Viskositätsverhältnis $\kappa < 4$ und insbesondere $\kappa < 0,4$ kann im Kontaktbereich Mischreibung auftreten [107].

2.10.3 Erweiterte Modifizierte Lebensdauer

Die erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} ist ein international genormtes Lebensdauermodell, das die Dauerfestigkeit des Werkstoffs berücksichtigt. Die erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} wird mithilfe nachfolgender Gleichung berechnet [2]:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot L \quad [-] , \quad (2.52)$$

$$a_{DIN} = f \left[\frac{e_c C_u}{P}, \kappa \right] \quad [-] . \quad (2.53)$$

Der Lebensdauerbeiwert a_1 wird entsprechend der Definition nach Kap. 2.10.2 verwendet. Der Lebensdauerbeiwert der Betriebsbedingungen a_{DIN} berücksichtigt Einflüsse der Lagerbelastung P , der Ermüdungsgrenzbelastung C_u , der Schnierstoffverunreinigung e_c und des Viskositätsverhältnisses κ .

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u ist als die minimale Belastung definiert, bei der keine Ermüdung mehr im Werkstoff auftritt. Der Lebensdauerbeiwert für die Verunreinigung e_c ist abhängig von der Art, Härte und Menge der Fremdpartikel bzw. der relativen Schnierfilmhöhe sowie der Lagergröße d_M . Der Beiwert e_c wird von Verschmutzungsgrad und Lagergröße d_M aus den Tabellenwerten in [98], [2] bestimmt. Die Auslegungshilfsmittel nach [98], [2] enthalten weiterhin Hinweise zur Bauart des Lagers und zum Lebensdauerwert zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen a_{DIN} .

Der WEC-Einfluss auf die Lebensdauer eines Lagers wird von diesem Berechnungsverfahren noch nicht berücksichtigt.

2.11 Schnierfilmparameter

Der Schnierfilmparameter λ ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen der Schnierfilmhöhe und der effektiven Summenrauheit. Ein vollständig trennender Schnierfilm liegt

vor, wenn die Schmierfilmhöhe größer als die Summe der Oberflächenrauheiten der beiden Kontaktpartner ist. Dieser ideale Zustand (Vollschmierung) kann unter bestimmten Betriebsbedingungen nicht immer erreicht werden, so dass Grenz- oder Mischreibung auftreten kann. Eine richtige Auswahl der Werkstoffe, Schmierstoffe und Additive für einen bekannten Schmierzustand spielt eine große Rolle zur Verschleißminderung. Ein dimensionsloser Schmierfilmparameter λ wird wie folgt definiert [13] [108]:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2}} \quad [-] , \quad (2.54)$$

darin ist h_0 die durchschnittliche Schmierfilmhöhe. Die Summenrauheit der beiden Oberflächen wird mithilfe des quadratischen Mittenrauwertes R_q (engl. RMS: Root Mean Square Roughness) ermittelt. Einige Autoren verwenden die minimale Schmierfilmhöhe h_{\min} . Darüber hinaus kann auch die mittlere Schmierfilmhöhe h_0 herangezogen werden, wobei die Summenrauheit als statistische Größe unter Annahme einer Normalverteilung bestimmt wird.

Der Schmierzustand wird nach [108] wie folgt klassifiziert:

$\lambda < 1$	Grenzschrnerung: Die Oberflächenrauheiten sind durch einen dünnen Grenzfilm getrennt und es liegt kein hydrodynamischer Schmierfilmaufbau vor.
$1 \leq \lambda \leq 3$	Mischschmrnerung: hydrodynamischer Schmierfilmaufbau ist vorhanden, so dass die Rauheitsspitzen teilweise getrennt sind.
$\lambda > 3$	Elastohydrodynamische Schmrnerung (Vollschmrnerung): die Oberflächenrauheiten der Kontaktpartner sind vollständig durch den Schmierfilm getrennt. Der Einfluss der Oberflächenrauheiten ist vernachlässigbar.

2.12 Stribeck Kurve

Sie zeigt den Verlauf der Reibungszahl μ in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl bzw. der Relativgeschwindigkeit v der Gleitpartner. In Abbildung 16 sind Bereiche verschiedener Reibungszustände für geschmierte Gleitflächen unter konstanter Lagerlast und

Viskosität dargestellt. Dabei handelt es sich um die Bereiche der Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsreibung.

Beim Anlauf des Lagers aus dem Stillstand liegen Festkörper- und Grenzflächenreibung vor, bei der sich die Gleitpartner ohne Schmierstoff berühren. Dabei ist die Reibungszahl hoch. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit v wird ein hydrodynamischer Tragdruck zwischen den Gleitpartnern aufgebaut, so dass eine tragende Funktion zwischen den Gleitpartnern vorliegt. Dadurch sinkt der Reibungskoeffizient und es tritt Mischreibung auf. Ab dem Übergangspunkt ($v_{\dot{u}}$) nimmt der Reibungskoeffizient μ mit weiter ansteigender Geschwindigkeit v zu, wobei Mischreibung in Flüssigkeitsreibung übergeht [109].

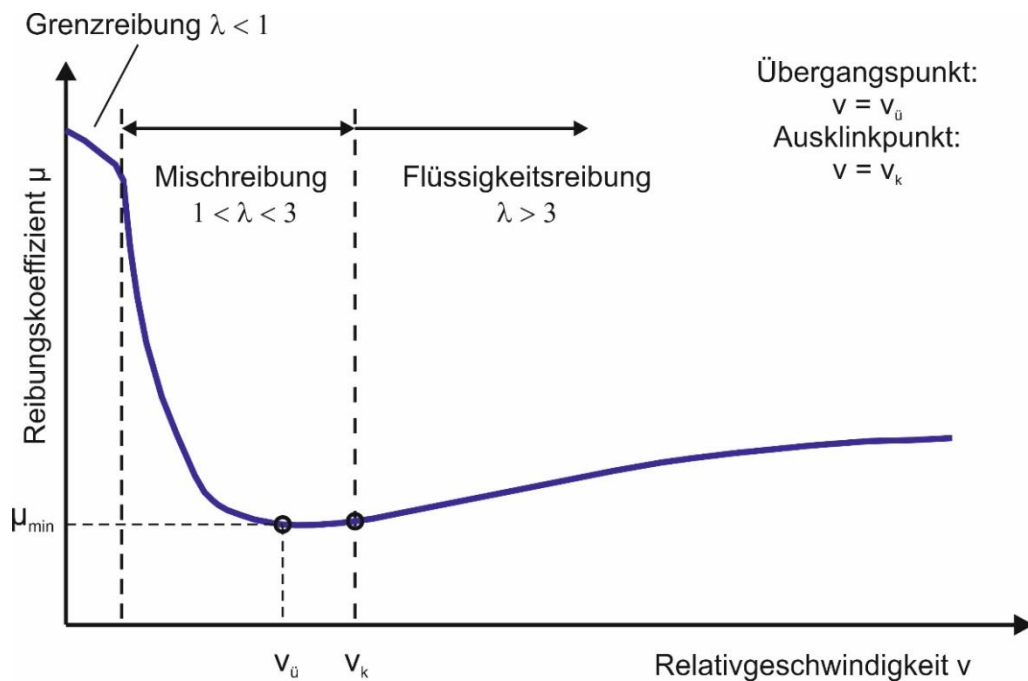


Abbildung 16: Stribeck Kurve [109]

3 Wälzlagerschäden und Schädigungsmechanismen bei Wälzlagern

In diesem Kapitel werden verschiedene Arten der Wälzlagerschäden, ihre Erscheinungsbilder und ihre Ursachen beschrieben. Dabei werden Schwerpunkte auf die Schadensbildung im Fall des White Etching Crack (WEC) bzw. von White Etching Area (WEA), mögliche Entstehungsmechanismen sowie die Schadensbildung verstärkende Faktoren gelegt.

3.1 Oberflächenschädigungen

Oberflächenschädigungen sind Schäden mit Ausgangspunkt an der Oberfläche der Wälzkörper oder der Lagerringe.

3.1.1 Verschleiß

Lagerverschleiß kann unter anderem durch Fremdpartikel hervorgerufen werden. Mögliche Ursachen sind eine unzureichende Abdichtung oder verunreinigter Schmierstoff. Die Folgen sind matte und verschlissene Oberflächen der Laufbahn bzw. der Wälzkörper [102].

Verschleiß kann weiterhin im Fall von Mangelschmierung oder durch eine zu geringe Schmierfähigkeit aufgrund ungeeigneter Schmierstoffeigenschaften auftreten. Unter diesen Bedingungen wird keine hinreichende Trennung der Wälzkörper- und Laufbahnoberflächen erreicht und es kommt zunehmend zu Festkörperkontakt. Es kommt zur Abnutzung der Oberfläche und anschließend zur Oberflächenzerrüttung [102].

Zusätzliche Belastungen wie Schwingungen können Verschleiß der Laufbahn und des Wälzkörpers auslösen. Aufgrund schwingungsbedingter Relativbewegungen zwischen den Laufbahnen und Wälzkörpern können Oberflächenausbrüche auftreten, die nach einer bestimmten Laufdauer zu Vertiefungen in den Laufflächen führen [102].

3.1.2 Eindrückungen

Eindrückungen oder Vertiefungen können durch Einbaufehler und Überbelastung im stillstehenden Lager verursacht werden. Besonders Kugellager oder Lager mit außergewöhnlich fester Passung sind dadurch betroffen [102].

Fremdpartikel (z.B. Späne) können ebenfalls Eindrückungen erzeugen, indem sie durch die Wälzkörper eingewalzt werden. Diese Eindrückungen sind üblicherweise relativ klein und auf der gesamten Laufbahn verteilt [102].

3.1.3 Anschmierung

Die Schadensart Anschmierung tritt bei Wälzlagern relativ häufig auf. Das dabei entstehende Gleiten zwischen den Wälzpartnern führt zu einer Veränderung der Oberfläche sowie zu Verschleiß. Im Allgemeinen wird sie als eine Form des adhäsiven Verschleißes bezeichnet, bei der es zu Preßschweißung, Abscherung und Materialtransportvorgängen kommen kann [25].

Das Ausmaß von Schäden durch Anschmierung kann nach [25] in drei Stufen eingeteilt werden:

1. **Stufe I.** Hier kommt es zu „leichter Anschmierung“ mit lokalen Gleitspuren, die sich durch eine matte Oberfläche von der glänzenden Oberfläche der polierten Lauffläche abheben,
2. **Stufe II.** Diese Stufe beschreibt die „mittlere Anschmierung“. Hier kommt es zum Aufreißen der Oberfläche in die Tiefe sowie vereinzelte Fressspuren und zu Materialauftragung,
3. **Stufe III.** Hierbei treten erhebliche Aufrauhungen der Oberfläche auf, es kommt verstärkt zu Riefenbildung, großflächigen Anfressungen der Gleitpartner, schwerem Adhäsionsverschleiß sowie in Gleitrichtung orientierte rauhen, porigen Oberflächen.

Anschmierung gehört zum schlupfbedingten Schaden und entsteht durch Relativgeschwindigkeit mit Gleitanteil der Wälzpartner. Ein hoher Gleitanteil in der Wälzbewegung führt zum adhäsiven Verschleiß. Diese Gleitanteilgröße am Lager ist abhängig von der Reibkraft bzw. der Radiallast sowie der Drehzahl des Lagers.

Entlang des Umfangs eines radial belasteten Lagers durchläuft der Wälzkörper Zonen unterschiedlicher Drehgeschwindigkeiten (Lastzone, Verzögerungszone und Beschleunigungszone), vgl. Abbildung 8. In diesem Zusammenhang tritt Anschmieren häufig in der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungszone radial belasteter Großlager mit vollrolligen Wälzkörpern auf [25]. Besonders betroffen sind Lager, die mit einer

hohen Drehzahl betrieben werden oder bei denen hohe Drehbeschleunigungen vorliegen. Dabei können Wälzkörper mit großen Abmessungen aufgrund ihrer hohen Massenträgheit den Drehbewegungen nicht durch reines Rollen folgen und beginnen zu gleiten.

Weitere Ursachen für Ansmierschäden sind Schmierfilmdurchbrüche bzw. Mangelschmierzustände. Eine ausreichende Schmierung ist notwendig, um den Festkörperkontakt bzw. den Ansmiervorgang zu vermeiden.

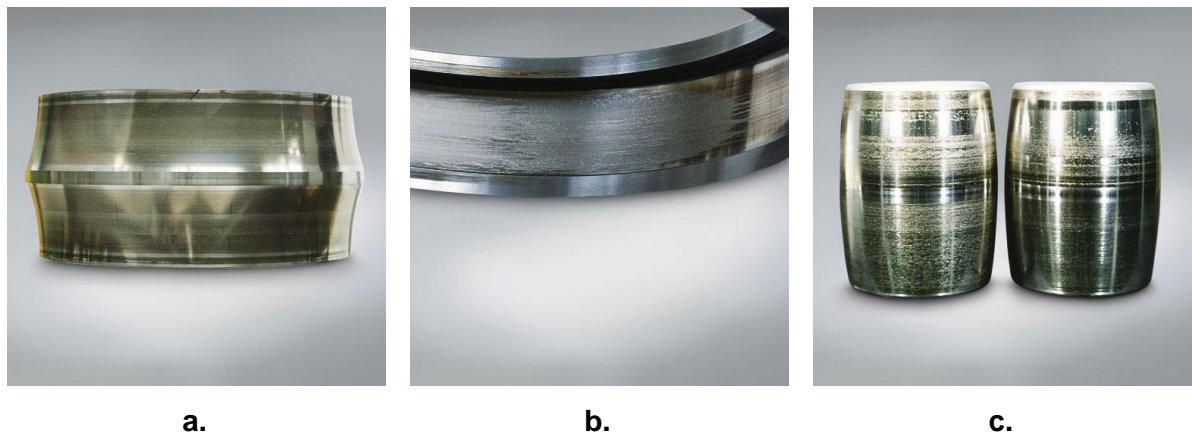


Abbildung 17: Schadensbild „Anschmierung“. a. Leichte Anschmierung am Innenring eines Pendelrollenlagers; b. Mittlere Anschmierung am Außenring eines Zylinderrollenlagers; c. Schwerer Fressverschleiß auf Wälzkörpern [29]

3.1.4 Neuhärtung

Neuhärtung ist ein schlupfbedingter Lagerschaden, der durch eine schnelle lokale Erwärmung bis zu einer Temperatur oberhalb der Austenitisierungstemperatur und eine schnelle Abkühlung entsteht [23]. Diese Schadensart wird im Allgemeinen als thermische Werkstoffschädigung bezeichnet. Sie ist auch unter den Begriffen White Etching Layer (WEL), Schleifbrand oder Reibmartensit bekannt.

Diese Schadensart tritt häufig bei schnell laufenden Lagern auf, die mit hohen Beschleunigungen und schnellen Lastwechseln beaufschlagt werden (z.B. Wälzlagerungen in Windgetrieben mit schnell drehendem Generator). Die hohen Kontakttemperaturen durch Schlupfzustände unter hohen Flächenpressungen führen zu Gefügeveränderungen an gehärteten oder vergüteten Stählen. Neuhärtungen findet man auch

außerhalb der Wälzlagertechnik, z.B. in der Fertigungstechnik und im Rad-Schiene-Kontakt.

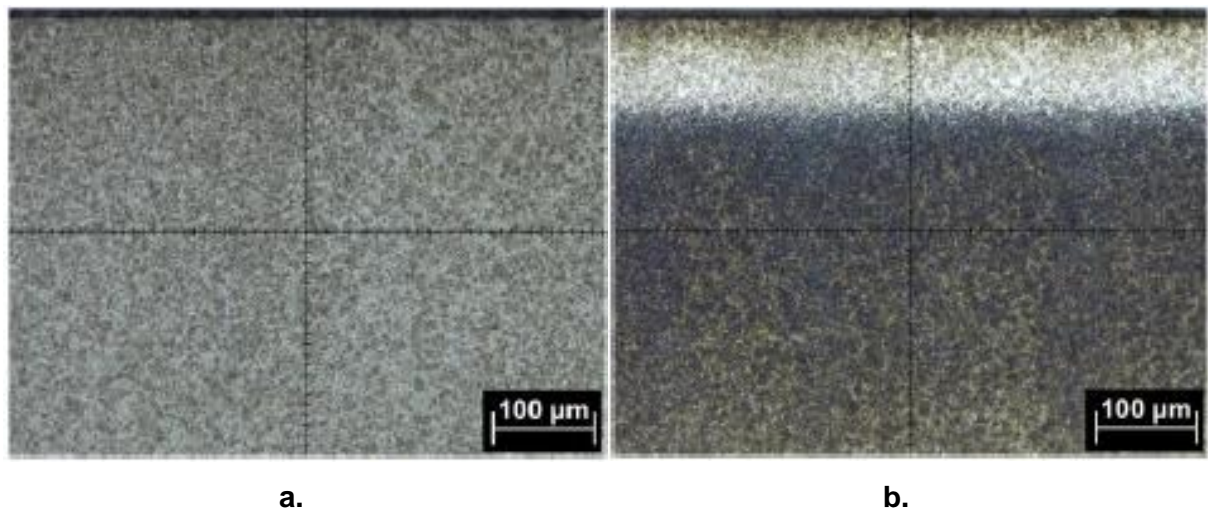


Abbildung 18: a. Schliffbild ohne Gefügeveränderungen; b. Schliffbild mit Neuhärtung, [23]

Im angeätzten Schliffbild erscheinen Neuhärtungen weiß. Bei diesen oberflächennahen weißen Flächen handelt es sich um schlecht anätzbare Gefügeanteile. Diese Zonen sind heller und härter und besitzen größere Druckeigenspannungen als ihre umgebenden Bereiche (martensitische Ausgangsgefüge). Sie bestehen aus 90% tetragonal verzerrem Martensit und 10% Restaustenit [23].

Die Erscheinungsmechanismen der Neuhärtung sind bisher nicht abschließend geklärt. Hohe reibungsbedingte Temperaturen, hohe Aufheiz- und Abkühlraten sowie große plastische Mikroverformungen werden zurzeit als mögliche Schadensursachen angesehen [23].

Um die energetischen Kennwerte zur Bildung der Neuhärtung ermitteln zu können, wurden experimentelle Voruntersuchungen eines Wälzlagerstahls durch Laseroberflächenbehandlung durchgeführt [23]. Durch Laserstrahlung mit einer Flächenleistungsdichte $(P/A)_{\max}$ von mehr als 30 W/mm^2 und einer Flächenenergiedichte $(E/A)_{\max}$ gleichzeitig oberhalb von 1 J/mm^2 [23] konnten an einem gehärteten Wälzlagerstahl 100Cr6 Neuhärtungen reproduzierbar erzeugt werden.

Weitere Versuche wurden am Zweiseibenprüfstand (vgl. Kap. 3.3.2) durchgeführt. Dabei wurden zwei Rollen (NU2208 und NU208) durch separate Servomotoren angetrieben. Der Schlupfbetrag (SRR) der beiden Rollen konnte dadurch definiert werden.

Bei diesen Rollenversuchen konnten Neuhärtungen mit großem Schlupf bei hoher Drehzahl ($> 4000 \text{ min}^{-1}$) provoziert werden. Im geschmierten Wälzkontakt konnten Neuhärtungen ausschließlich bei einer Flächenleistungsdichte $(P/A)_{\max}$ von mehr als 100 W/mm^2 und einer Flächenenergiedichte $(E/A)_{\max}$ oberhalb von 1 J/mm^2 (vgl. [23]) erzeugt werden.

Um die kritischen Kennwerte $(E/A)_{\max}$ bzw. $(P/A)_{\max}$ aus den Rollenversuchen für ein übliches Radial-Zylinderrollenlager ($d_{\text{Bohrung}} = 150 \text{ mm}$) am Prüfstand zu realisieren, wurden größerer Wälzkörper- und Käfigschlupf unter hoher Radiallast benötigt. In Lagerversuchen nach [115] konnte Neuhärtung an Prüflagern durch Entlastung während einer Beschleunigung und Lastaufschaltung während eines Bremsvorgangs provoziert werden.

3.2 Subsurface-Schädigung mit Gefügeveränderungen

Bei den nachfolgend ausgeführten Lagerausfällen handelt sich um Schäden, die mit Gefügeveränderungen unter der Laufbahn einhergehen. Die Gefügeveränderungen können durch Überrollungen mit wechselnden mechanischen, thermischen und tribochemischen Beanspruchungen verursacht werden. Bei Überschreitung der Fließgrenze des Werkstoffs entstehen plastische Verformungen in Mikrobereichen des Gefüges. Werden die Körper durch weitere Überrollungen belastet, bilden sich Risse unter der Oberfläche. Die Risse schreiten weiter in Richtung der Laufbahnoberfläche fort, wo es im weiteren Verlauf zur Pittingbildung und Oberflächenzerrüttung kommen kann.

3.2.1 Klassische Ermüdung

Die klassische Ermüdung entsteht in einer bestimmten Tiefe unter der Oberfläche, wenn im Wälzkontakt Ermüdungsbelastung von $C_0/P_0 \geq 8$ mit einem trennenden Schmierfilm, höchster Schmierstoffsauberkeit und fehlerfreier Oberfläche vorliegt [103]. Die höchste Beanspruchung befindet sich in einer bestimmten Tiefe unter der Laufbahn, wo sich in der Anfangsphase Mikrorisse durch Ermüdung bilden. Die weiteren Überrollungen führen zur Bildung neuer Risse, vorhandene wachsen, verbinden sich und schreiten parallel zur Oberfläche fort. Die Folge sind Abblätterungen von Material mit tieferer Pittingbildung.

Gefügeveränderungen wie Dark Etching Area (DEA) und weiße Bänder (WB) sind exemplarische Erscheinungsformen der klassischen Ermüdung unterhalb der Laufbahnoberfläche.

3.2.2 Dark Etching Area (DEA)

„Dark Etching Areas (DEA)“ sind Gefügeveränderungen unterhalb der Laufbahn eines Wälzlagers, die nach großen Überrollungszahlen und hohen Beanspruchungen auftreten. Dark Etching Areas (DEA) bilden sich in einer bestimmten Tiefe unter der Oberfläche bei einer maximalen Schubspannung als Folge der dabei auftretenden plastischen Verformungen [30], [51]. Das plastisch verformte Gefüge führt sowohl zum Diffundieren des Kohlenstoffs als auch zur Umwandlung von martensitischen Gefügebestandteilen.



Abbildung 19: Dark Etching Area (DEA) im Umfangsschnitt [Schaeffler AG]

In einem glatten Längs- und Umfangsschliff der Laufbahn des geschädigten Lagers erscheinen auf der Schliifpräparation nach Ätzung mit Salpetersäure mit einer Konzentration von 3% (Nital) dunklere Gefügebestandteile, Dark Etching Areas (DEA), vgl. Abbildung 19. Innerhalb von Dark Etching Areas treten häufig auch nicht anätzbare Bereiche, die sogenannten „White Etching Area (WEA)“ und „weiße Bänder (WB)“, auf.

Die auftretenden Gefügeveränderungen sind abhängig von der Belastungshöhe und der Anzahl der Überrollungen, siehe Abbildung 20.

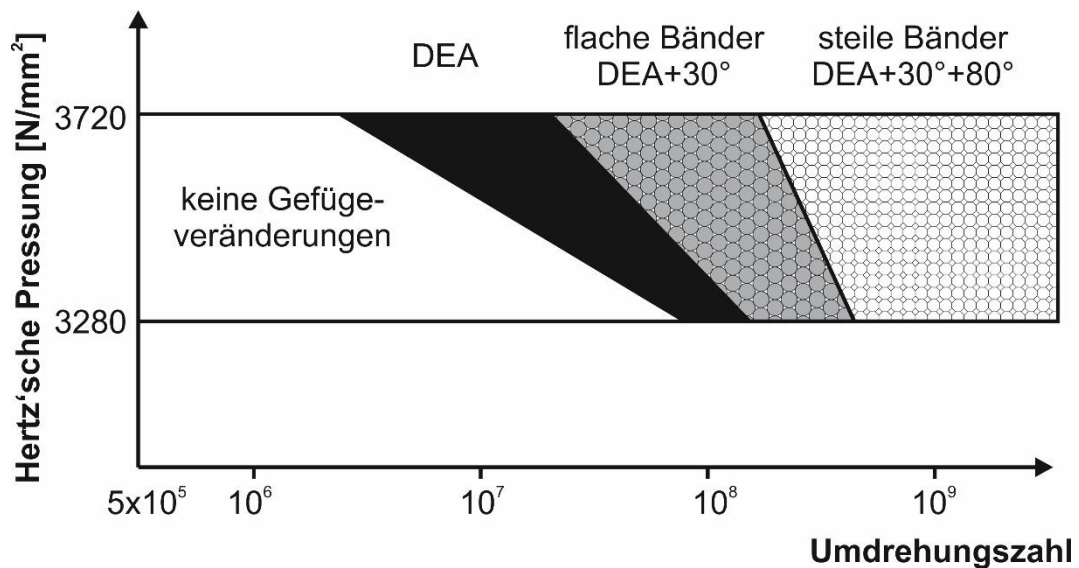


Abbildung 20: Gefügeveränderungen in Abhängigkeit von der Belastungshöhe und der Anzahl der Umdrehungen [51]

3.2.3 White Etching Area (WEA)

Nach der Ätzung wälzbeanspruchter Gefüge können bei einer mikroskopischen Aufnahme weiße Flächen unterhalb der Lagersoberfläche erscheinen, siehe Abbildung 21. Eine Gefügeumwandlung im Material sorgt dafür, dass sich Teile des Gefüges nicht anätzen lassen, was zum charakterisierenden Erscheinungsbild von White Etching Areas (WEA) führt. Bei WEAs können verschiedene Erscheinungsformen unterschieden werden. Sie können als Irregular (Ir-WEA), weiße Bänder (WB) und Butterflies auftreten.

Irregular White Etching Areas (Ir-WEA) besitzen eine regellose Form und eine beliebige Richtung. Sie bestehen aus feinkörnigem, kohlenstoffübersättigtem Ferrit oder kubischem Martensit [15], [93]. In diesem Bereich lassen sich keine Karbide oder nur Karbide mit sehr kleiner Korngröße (10 bis 50 nm) [3] erkennen. Das Irregular WEA-Gefüge verfügt über eine Härte im Bereich von 900-1200 HV [3] und ist somit 30 bis 50% härter als das Ausgangsgefüge mit ca. 700 HV.

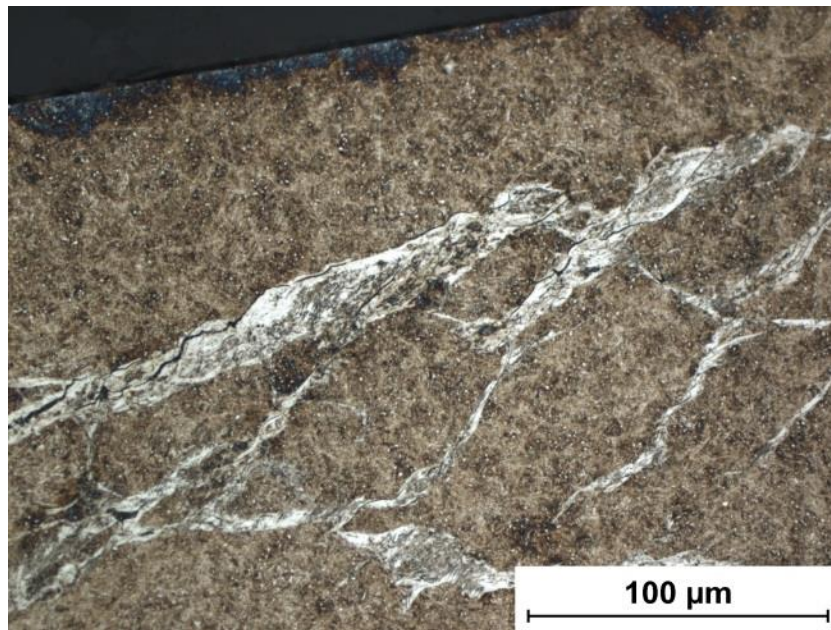


Abbildung 21: Irregular White Etching Areas (Ir-WEA) und WEC unter der Laufbahn

3.2.4 White Bands / Weiße Bänder (WB)

In radialer Richtung längs der Laufbahnrichtung (Längsschliff) lassen sich weiße Bänder (WB) nach ihrer Winkellage in flache weiße Bänder ($30-35^\circ$ zur Rollrichtung) und steile weiße Bänder ($75-80^\circ$ zur Rollrichtung) unterteilen [51], siehe Abbildung 22.

Die flachen weißen Bänder bestehen aus ferritischen Streifen, die als Folge der Wechselplastifizierungen auftraten. Durch plastische Wechselverformungen lassen sich die Karbide auflösen und die Kohlenstoffe in die neue Bereiche diffundieren. Nach größeren Überrollungszahlen verlaufen die weißen Streifen steil in die Richtung der Laufbahn.

Im Gegensatz zur Irregular White Etching Area (Ir-WEA) zeigen Härtemessungen einen erheblichen Härteabfall im Bereich der weißen Bänder. Die weißen Bänder (WB) besitzen eine geringere Härte als das umgebende Gefüge [51].

Die Gefügeveränderungen von weißen Bändern sind häufig in gekrümmten Laufbahnen von Rillenkugellagern bzw. Schrägkugellagern zu finden, nicht hingegen bei Lagern mit zylindrischer Laufbahn [30]. Unterschiedliche Kinematik im Kontakt ist offenbar eine mögliche Ursache dafür. Zum Beispiel werden bei einem Kugelkontakt in der Kontaktfläche eines Rillenkugellagers die mittlere und die äußere Laufbahnrinne mit unterschiedlichem Zwangsschlupf belastet.

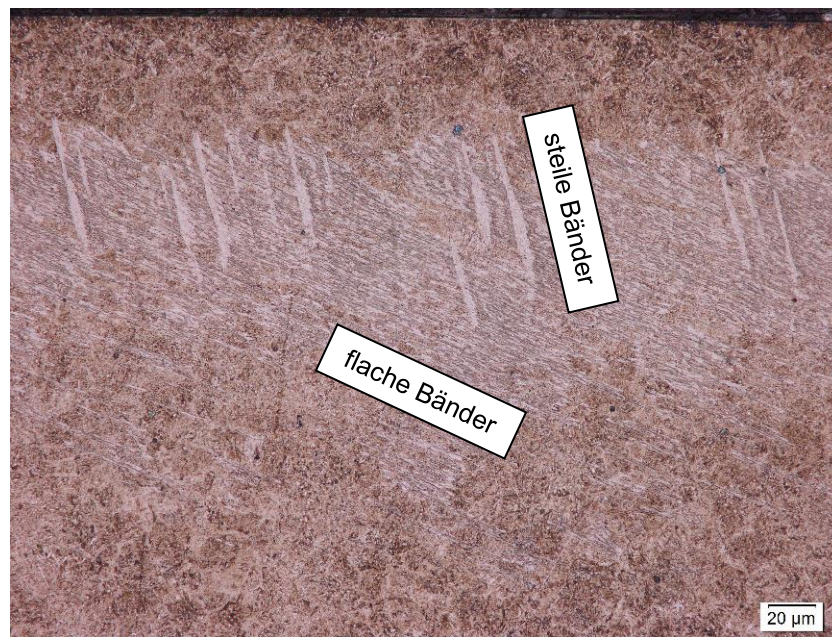


Abbildung 22: Axialschnitt - Flache weiße Bänder und steile weiße Bänder
[Schaeffler AG]

3.2.5 Butterflies

Butterflies sind unter der Laufbahnoberfläche erscheinende Gefügeveränderungen eines überrollten Wälzkörpers, die nach der Ätzung eine weiße, schmetterlingsartige Erscheinungsform aufweisen. Sie besitzen zwei weiße Bereiche, die zur Richtung des Schubspannungsmaximums (40 bis 45° zur Laufbahnoberfläche) ausgerichtet sind [58], siehe Abbildung 23. Die weißen Flügel verfügen über eine schlechte Anätzbarkeit. Dazwischen liegen nichtmetallische Einschlüsse wie Al_2O_3 bzw. MnS , von denen die weißen Gefüge ausgehen sollten [3], [12]. Die Anzahl der gebildeten Butterflies ist stark abhängig von der Überrollungszeit und der gegebenen Last [17].

Butterflies treten durch örtlich plastische Verformungen im inhomogenen Material auf. Die Inhomogenität wird durch nichtmetallische Einschlüsse bzw. neue Bildung von Karbiden hervorgerufen. Mithilfe des Raster-Elektronmikroskops sind die Konturänderungen der Gefüge deutlich erkennbar. Innerhalb der weißen Zone sind die Karbide nahezu völlig aufgelöst und ihre Härte erscheint deutlich größer als die des umgebenden Gefüges.

Die Untersuchung mit Hilfe des Transmissions-Elektronmikroskops zeigt, dass Butterflies aus sehr feinen Ferritkörnern bestehen, die sich durch wiederholtes Gleiten bilden und infolge der Wechselbeanspruchung weiter wachsen [30].

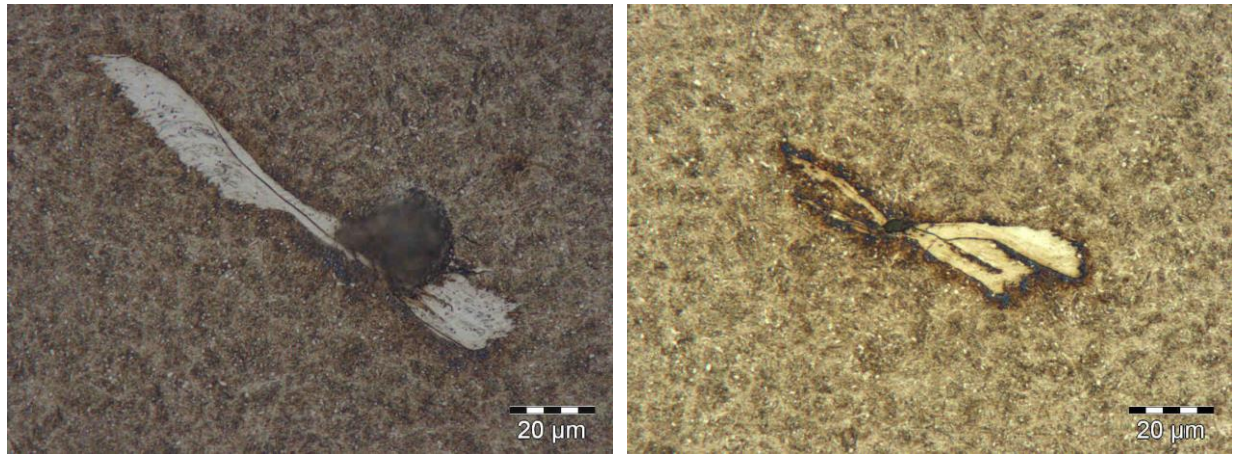


Abbildung 23: Axialschnitt - Butterfly im Gefüge eines überrollten Wälzkörpers
[Schaeffler AG]

3.2.6 White Etching Cracks (WECs)

White Etching Cracks (WECs) sind - in Abgrenzung zur klassischen Ermüdung - durch die Ausbildung von feinen Rissnetzwerken unterhalb der Laufbahnoberfläche in weiß anätzenden Gefügen („Irregular White Etching Areas“, Ir-WEA) charakterisiert [15], [93], siehe Abbildung 24. Wegen ihrer Erscheinungsform im Gefügeschliff werden WEC oft den WEA zugeordnet.

WECs werden durch Risse maximal 1,3 mm unter der Oberfläche initiiert [3] und breiten sich normalerweise bis in die Oberfläche aus. Die Folge sind Frühausfälle mit großflächigen Materialausbrüchen, Pittingschäden und axialen Rissen auf der Laufbahn. Diese Ermüdungsform ist auch unter anderen Begriffen wie White Structure Flaking (WSF), White Brittle Flaking, und Hydrogen Embrittlement beschrieben [3], [13].

WECs können bei verschiedenen hergestellten Wälzlagern (bei durchgehärteten oder auch einsatzgehärteten Stählen) auftreten [15]. Vor allem Wälzlagerungen in Windgetrieben, Kfz-Antriebssträngen, Generatoren und peripheren Zusatzeinrichtungen, Papiermaschinen und Schiffantrieben sind von diesem Schadensphänomen betroffen.



Abbildung 24: WEC-Rissnetzwerke und Irregular White Etching Area (Ir-WEA) unter der Laufbahn

3.3 Verstärkende Faktoren auf die WEC-Bildung in Wälzlagern

Der frühzeitige Windgetriebeausfall, der durch WEC-Bildung an der Wälzlagerung verursacht wird, führt zu extremen Kosten. Seit der Bedarf an erneuerbarer Energie aus Wind weiter zunimmt, wird das Thema WEC wieder stärker diskutiert.

Neben den mechanischen Beanspruchungen durch Wälzbewegungen müssen zusätzliche Beanspruchungen bzw. verstärkende Faktoren hinzukommen, um reproduzierbare Lagerschäden mit WEC-Bildung zu erzeugen. Eine im Lagerbetrieb zunehmende Wasserstoffaufnahme des Stahls ([3], [65], [101]) aufgrund durch das Lager fließenden elektrischen Stromes [10] sowie im Wälzkontakt ansteigender Reibung bzw. erhöhtem Schlupfs ([15], [16], [22], [85], [93], [101]) werden zurzeit als besonders wahrscheinliche Entstehungsmechanismen der WEC-Bildung angesehen.

Die Wasserstoffaufnahme an der Wälzelementoberfläche kann durch andere Treibkräfte wie Korrosion, Wasserkontamination, Schmierstoff/Additive und Vibration verstärkt werden, siehe Abbildung 25.

Der in Eisen und Eisenlegierungen enthaltene Wasserstoff kann durch sogenannte "Wasserstoffversprödung" zu einer Veränderung des physikalischen und mechanischen Verhaltens des Metalls führen [111]. Diese Versprödungserscheinung führt zu einem verformungsarmen Bruch schon unterhalb der 0,2%-Dehngrenze vor allem für

höherfeste Lagerstähle (z.B. 100Cr6, 42CrMo4) bei einem wasserstoffabgebenden Umgebungsmedium unter mechanischen Beanspruchungen.

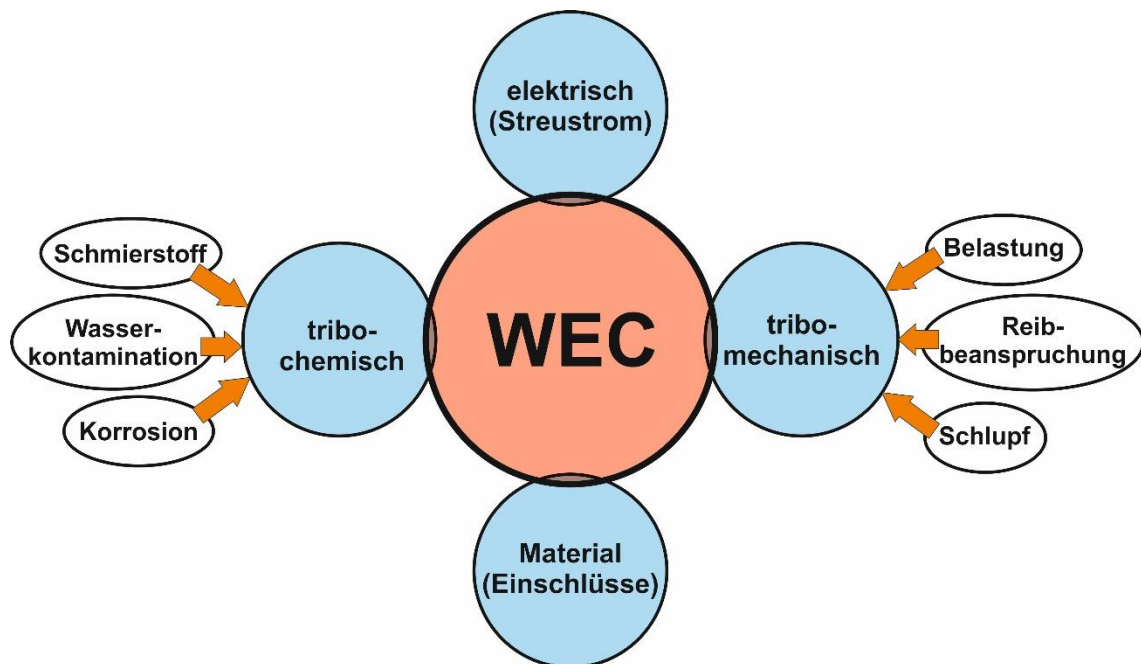


Abbildung 25: Übersicht verstärkende Faktoren, die WEC-Bildung generieren

3.3.1 Elektrischer Strom

WEC-Frühausfälle können in Wälzlagern auch erzeugt werden, wenn diese neben der Wälzbeanspruchung (p_{Hz}) zusätzlich mit elektrischem Strom beansprucht werden [10], der durch den magnetischen oder kapazitiven Fluss der E-Maschine induziert wird.

Die Untersuchungen ölgeschmierter Lager wurden an einem modifizierten R4NN-Prüfstand mit Zylinderrollenlagern des Typs NU207 durchgeführt, siehe Abbildung 26. Auf dem Prüfstand können vier Prüflager in einem geschlossenen Stromkreis getestet werden. Dazu wird der Antriebsstrang mithilfe einer isolierten Kupplung geschlossen. Als Schmieröl kam ein teilsynthetisches Getriebeöl SAE 75W-80 (AG1) zum Einsatz.

Die Lagerversuche mit Fettschmierung wurden mit modifizierten Kugellagern vom Typ 6203 auf dem BSRA-Prüfstand durchgeführt, siehe Abbildung 27. Der drehende Außenring des Lagers wurde durch einen Riemen angetrieben. Die Aufbringung des elektrischen Stroms auf den Außenring erfolgte durch zwei Kohlekontakte. Als Schmierstoff wurde ein Polyharnstoff-Fett mit Ester-Grundöl (PH/E1) mit $v_{100} = 17 \text{ mm}^2/\text{s}$ verwendet [10].

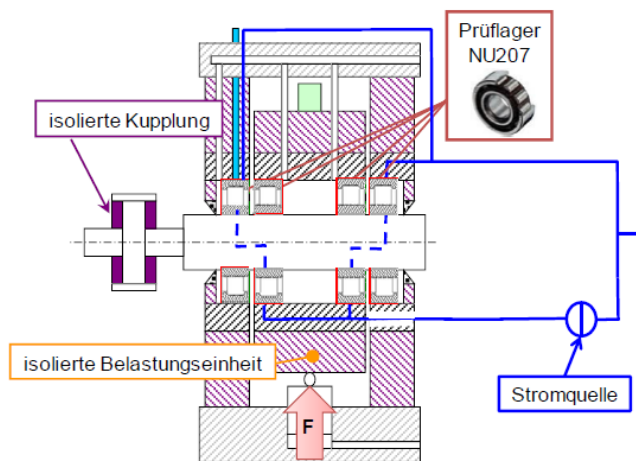


Abbildung 26: R4NN-Prüfstand [10]

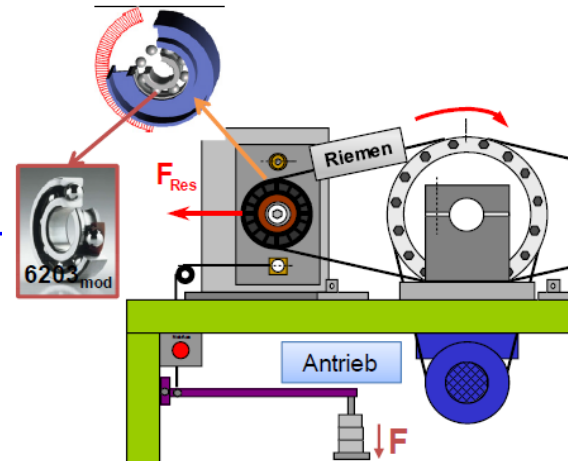


Abbildung 27: BSRA-Prüfstand [10]

Bei den Versuchen mit dem Zylinderrollenlager NU207 wurde ein Gleichstrom von $I = 25 \mu\text{A}$ aufgebracht. Die Stromstärke wurde so gewählt, dass die Feldstärke im Schmierpalt die Durchschlagsfestigkeit (40 kV/mm) des Schmierstoffs nicht überschreitet. Somit treten keine Durchschläge und Entladungen im Schmierfilm auf. Bei einer Stromstärke von $I = 25 \mu\text{A}$ liegt beim R4NN-Prüfstand ein Spannungsabfall von ca. 5 V vor. In Abhängigkeit der Filmdicke entspricht dies einer Feldstärke von ca. $10 - 20 \text{ kV/mm}$ [10].

Bei Versuchen mit einer Radiallast von $F = 13,6 \text{ kN}$ ($p_{\text{HZmax,IR}} = 2400 \text{ N/mm}^2$ und $p_{\text{HZmax,AR}} = 1900 \text{ N/mm}^2$) und $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ traten WEC-Ausfälle der Außenringe bei einer Laufzeit von weniger als 200 h auf. Die WEC-Schäden traten immer an den Außenringen auf, wenn der Außenring mit dem Minuspol (Kathode) der Stromquelle kontaktiert wurde. Unter den gleichen Betriebsbedingungen zeigten Versuche ohne Stromaufladung ausschließlich klassische Schäden, ohne WEC. Wurde der Innenring mit der Kathode verbunden, erfolgte ein WEC-Ausfall ausschließlich auf dem Innenring nach 4 bis 5-facher Laufzeit.

Weitere Ergebnisse von Lagerversuchen unter Variation der Radiallasten und Drehzahlen am R4NN-Prüfstand zeigen, dass diese Parameter keinen signifikanten Einfluss auf die Größe der beim Auftreten von WEC-Ausfällen vorliegenden Lastspielzahlen besitzen. Entsprechende Versuche am BSRA-Prüfstand bestätigen diese Ergebnisse [10].

Bei fettgeschmierten Kugellagern am BSRA-Prüfstand können die Innenringe nach Laufzeiten $< 20 \text{ h}$ mit WECs-Bildung ausfallen, wenn die Innenringe am Minuspol der Stromquelle (Kathode) und die Außenringe an der Anode bei Stromstärken von $40 \mu\text{A}$

bzw. 65 μA angeschlossen wurden. Die Laufzeiten bis zum WEC-Ausfall bei den verschiedenen Stromstärken zeigen, dass die Stromstärke bzw. Stromdichte nicht entscheidend für die WEC-Neigung sind.

Ein Spannungsabfall aufgrund des im Schmierpalt fließenden elektrischen Stroms bildet dort sehr starke elektrische Felder ($> 10.000 \text{ V/mm}$). Ab einer bestimmten kritischen Spannung finden elektrochemische Reaktionen statt und es bilden sich solvatisierten Wasserstoff-Ionen. Wie bei der kathodischen Spannungsrisskorrosion, wird atomarer Wasserstoff von der Stahloberfläche absorbiert und ein Teil des Wasserstoffs diffundiert ins Material [6]. Die Wasserstoffaufnahme von Stählen führt zum starken Abfall der Festigkeit und dadurch zur WEC-Bildung. Die Menge des abgeschiedenen Wasserstoffs ist nicht von der elektrischen Spannung, sondern von der Driftgeschwindigkeit der Wasserstoff-Ionen bzw. von der elektrischen Feldstärke abhängig [10].

3.3.2 Reibbeanspruchung

Lagerausfälle mit White Etching Cracks (WEC) können in Wälzlagern auftreten, wenn dem Wälzkontakt neben der Haupt-Wälzbeanspruchung (p_0) noch eine weitere Zusatzbeanspruchung wie hohe Reibung bzw. Schlupf aufgeprägt werden. Der Wasserstoff kann auch nach „energetischer WEC-Ermüdung“ durch thermische Zersetzung entstehen. Dafür sind hohe Temperaturen (z.B. Blitztemperaturen) erforderlich, die lokal im Schmierpalt durch Schlupf bzw. Gleiten der Körper unter hohen Lasten eintreten können. Der Schlupf bzw. das Gleiten kann die elastohydrodynamische Schmierung im Kontakt beeinträchtigen. Die entstehende Energie bzw. die Blitztemperaturen, die zur Zersetzung des Wasserstoffs führen, sind nicht so hoch wie bei der Neuhärtung, die zur Aufschmelzung des Lagers führen würde. Für die WEC-Ermüdung ist weniger die Größe zusätzlicher Belastungen sondern eher die Häufigkeit dieser Ereignisse entscheidend.

Nachfolgend sind wichtige Forschungsarbeiten zum Thema WEC-Erzeugung an Axial- und Radiallagern mit Schlupf als Schadenstreiber kurz angeführt, wobei auch gezielt auf die Prüfstandtechnik eingegangen wird:

- **FE8-Prüfstand.** Die Prüflager können mit einer statischen Drehzahl bis $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ angetrieben und mit einer Kraft bis 100 kN axial belastet werden. Mit dem Prüfstand können neben Last und Drehzahl auch der Lagertyp variiert

werden. Die möglichen, eingesetzten Prüflagertypen sind Axialrillenkugellager 51212, Schrägkugellager 7312 und Axialzylinderrollenlager 81212. Bei den FE8-Versuchen fielen die Rollenlager der Type 81212 trotz geringerer Flächenpressung (p_0) im Allgemeinen deutlich früher als die Kugellager mit WECs aus [15].

- **Zweischeibenprüfstand.** Der Prüfstand besteht aus zwei Rollen, wobei die untere Rolle zur Hälfte ein Ölbad durchläuft und so den Schmierstoff in den Kontakt zur oberen Rolle führt. Beide Rollen bestehen aus zwei Innenringen der Radial-Zylinderrollenlager (NU208E-TVP2 und NU2208E-TVP2), die auf Wellen aufgeschraubt werden. Die Prüfwellen werden getrennt durch jeweils einen Antriebsmotor angetrieben. Durch eine separate Ansteuerung der Elektromotoren kann eine bestimmte Gleitgeschwindigkeit (relative Geschwindigkeit) eingestellt und bei Bedarf gezielt variiert werden. Die Schlupfvorgabe am Zweischeibenprüfstand wird als Gleit-Roll-Verhältnis bzw. Slide-Roll-Ratio (SRR) bezeichnet. Das SRR ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen Gleit- und Rollgeschwindigkeit der Rollen. Die beiden Innenringe können mit einer Kraft von bis zu 20 kN belastet werden [26].
- **Vierscheibenprüfstand.** Der Prüfstand besteht aus vier Wellen, die über ein Getriebe synchronisiert sind. Der Prüfling wird auf die zentrale Welle montiert. Die drei äußeren Wellen besitzen jeweils eine Belastungsrolle, wobei die Wellen in einem Winkel von 120° sternförmig um den Prüfling angeordnet sind. Die in der Mitte stehende Prüfwellen ist an einen Drehstrommotor gekoppelt und dient als Antriebswelle [26]. Über ein Stirnradgetriebe oder wechselbares Getriebe können die Schlupfzustände in verschiedenen Stufen variiert werden. Das Aufbringen der Belastung erfolgt über eine der äußeren Wellen mithilfe eines Schwenkarms. Durch die schwimmende Anordnung der beiden anderen äußeren Wellen wird die Belastung gleichmäßig auf drei Kontaktflächen verteilt. Als Prüflinge kommen zylindrische Rollen zum Einsatz. Mit den Versuchen am Vierscheibenprüfstand traten WEA/WEC-Schadensbilder bereits bei einem SRR von -8 % auf, allerdings ausschließlich bei zusätzlicher Wasserstoffbeladung oder hohen elektrischen Strömen ($\geq 0,1 \text{ A/mm}^2$) [26].

- **Micropitting Rig (MPR).** Diese Versuchseinrichtung besitzt einen ähnlichen Aufbau wie der Vierscheibenprüfstand und arbeitet nach identischem Prinzip. Als Prüfling wurde hier eine spezielle, zylindrische Prüfrolle aus dem Lagermaterial 100Cr6 mit einem Durchmesser von 12 mm verwendet. Bei höheren SRR-Werten ($SRR \sim 30\%$) fielen die Prüflinge auch ohne zusätzliche Wasserstoffbeladung oder Beaufschlagung mit elektrischen Strömen mit WEA- bzw. WEC-Schäden reproduzierbar aus [22], [85].
- **Dynamischer Radiallagerprüfstand.** Die Versuche mit dem dynamischen Radiallagerprüfstand wurden mit Zylinderrollenlagern vom Typ NU2330 durchgeführt. Mithilfe eines einfach-kardanischen Wellengelenks, das eine starre Verbindung zwischen Ab- und Antriebseite in einem definierten Winkel herstellt, wird eine wechselnde Drehbeschleunigung am Innenring aufgebracht. Die Anregung erfolgt durch eine Auslenkung des Wellengelenks mit einer maximalen Drehzahlamplitude von ca. $\pm 6,5\%$ der Nenndrehzahl von 33 Hz. Mit den durchgeführten Versuchen konnte kein WEA/WEC-Ausfall erzeugt werden [26].

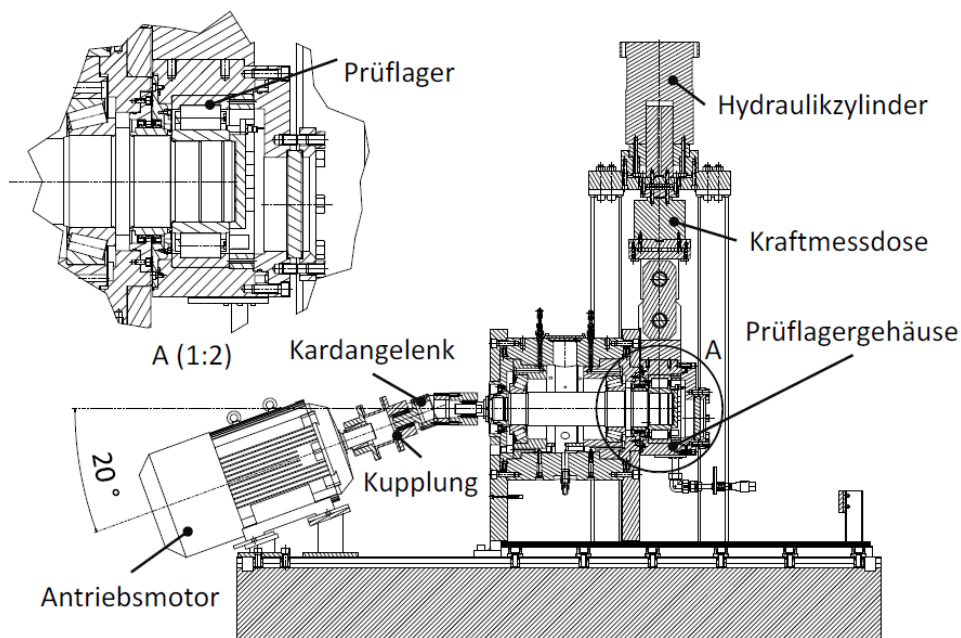


Abbildung 28: Dynamischer Radiallagerprüfstand [26]

- R4NN-Prüfstand.** Mit dem R4NN-Prüfstand können die Versuche mit vier Proben (Radial-Zylinderrollenlager vom Typ NU207) gleichzeitig durchgeführt werden. Die Prüflager werden in radialer Richtung statisch belastet. Über einen Servozylinder wird die Prüfwelle in Axialschwingung mit $s_{\text{Amplitude}} = 0,1 \text{ mm}$ und $f = 90 \text{ Hz}$ versetzt. Ziel des Verfahrens ist es, Schlupf in Axialrichtung zwischen dem Innenring und den Rollen bei großer Radiallast zu erzeugen. Bei den durchgeführten Versuchen kam es zu einer WEA/WEC-Bildung nach etwa 10^9 Überrollungen [15].

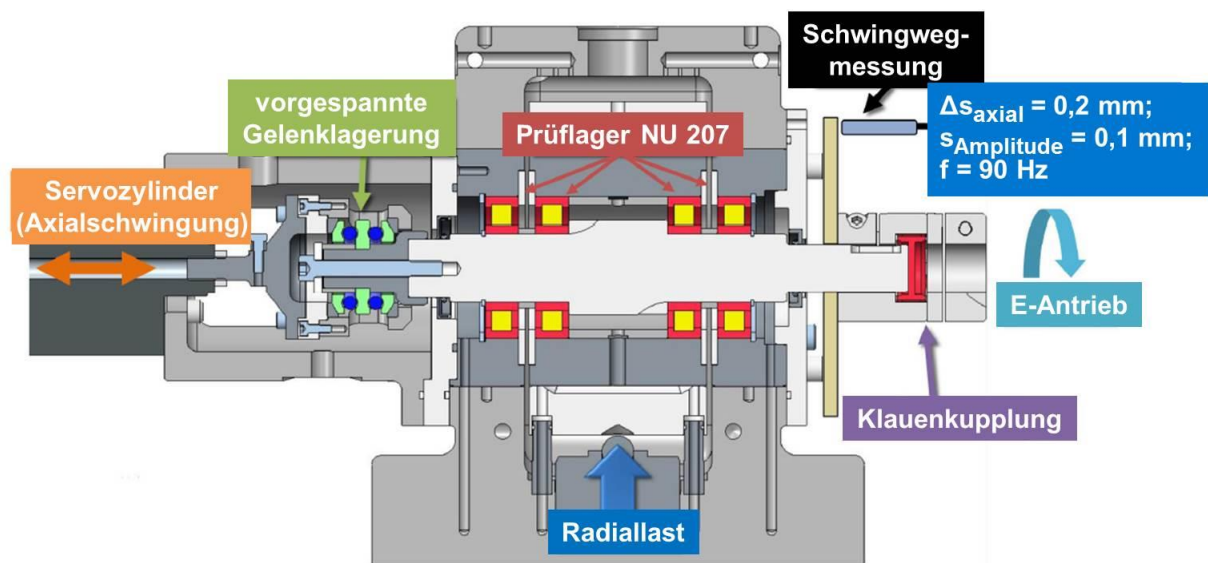


Abbildung 29: R4NN-Prüfstand [Schaeffler AG]

- R4G-Prüfstand.** Am R4G-Prüfstand können vier Prüflager (Radial-Zylinderrollenlager NU222) synchron getestet werden. Die Lager können mehrstufig statisch in radialer Richtung belastet werden. Um den Schlupf in Umlaufrichtung generieren zu können, werden dem Lager große Ölmengen (hoher Volumenstrom) zugeführt, was zu hohen Planschverlusten und hoher Schlupfneigung (Satz- und Wälzkörperschlupf) in den Lagern führt. Die Dauerversuche erfolgen durch Kombination der schlupfkritischen und ermüdungskritischen Lastbedingungen [16].

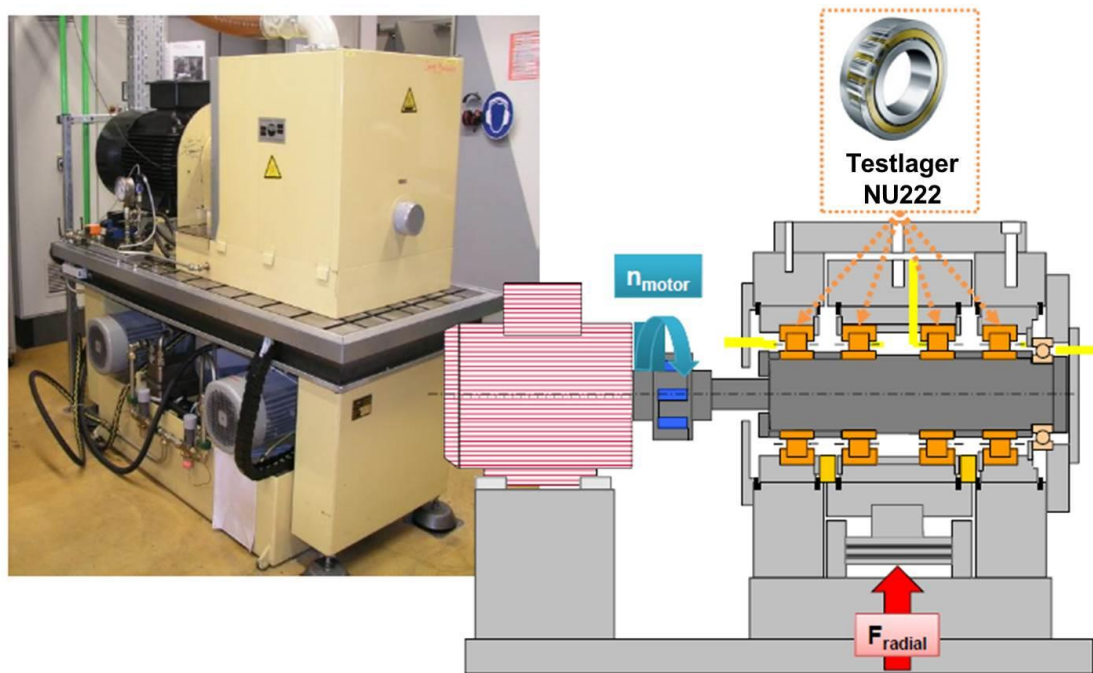


Abbildung 30: R4G-Prüfstand [16]

Beim Lagerversuch mit dem R4G-Prüfstand werden die Versuche mit zwei statischen Radialstufen (niedrige- und hohe Radiallasten) unter einer konstanten Antriebsdrehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. In der niedrigen Radiallaststufenphase ($C_0/P = 50 - 60$) werden die Prüflager durch große hydraulische Verluste unter einem schlupfkritischen Zustand (hoher Käfig- und Wälzkörperschlupf) gefahren (vgl. Abbildung 10). In der zweiten Laststufe werden die Prüflager ebenfalls bei $C_0/P = 3 - 4$ unter hoher Radiallast unter ermüdungskritischen Bedingungen betrieben [16].

Aus den Lagerversuchen mit dieser Lastkombination ergaben sich Lagerausfälle mit WEC-Bildungen auf den Außenringen. In Lagerversuchen unter einer hohen einstufigen Radiallast konnte dagegen keine WEC-Bildung generiert werden, vgl. Abbildung 31.

Mittels Ultraschall lassen sich die Lagerringe auf dem vollen Umfang (0 bis 360°) zerstörungsfrei auf WECs untersuchen. Diese erscheinen im Ultraschallscan (UT-Scan) jeweils als violette Bereiche. Dabei weist der Außenring vom Lagertyp NU222 gleichmäßige geschädigte Bereiche jeweils 25° vor und hinter der Lastzonenmitte auf [16]. Die WEC-Bereiche besitzen jeweils eine Breite von 25° , vgl. Abbildung 32 und Abbildung 33. Der Innenring und die Wälzkörper weisen weder Pittingschäden noch WEC-Bildung auf.

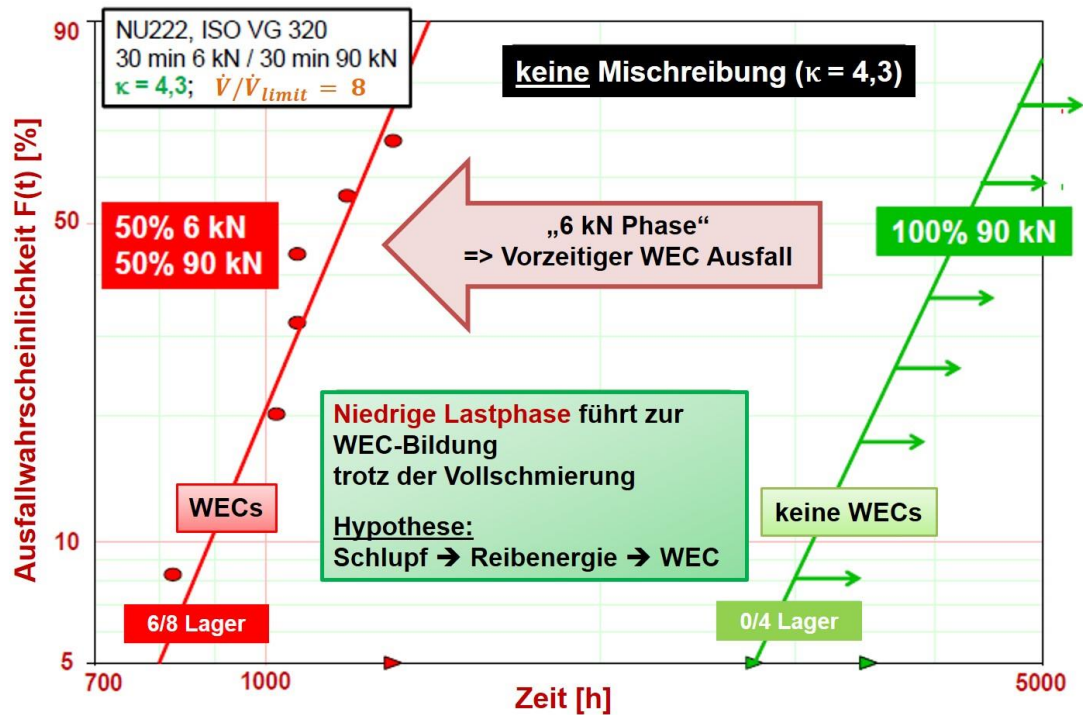


Abbildung 31: Weibullverteilung, Messungen auf R4G-Prüfstand [16]

Aus dem UT-Scan erkennt man, dass die WECs kurz vor und nach Lastzonenmitte (jeweils Ein- und Auslaufbereich) auftreten. In der Lastzonenmitte wurden keine WEC detektiert. In der niedrigen Radiallaststufe kommt es in den WEC-Bereichen zu großem Wälzkörperschlupf mit hoher Gleitgeschwindigkeit (Δv) unter der Last (p). Die Verteilung der Reibenergie " $p \cdot \Delta v$ " auf dem Außenring zeigt, dass deren maximaler Wert $(p \cdot \Delta v)_{\max}$ mit den auftretenden WEC-Bildungen übereinstimmt [16].

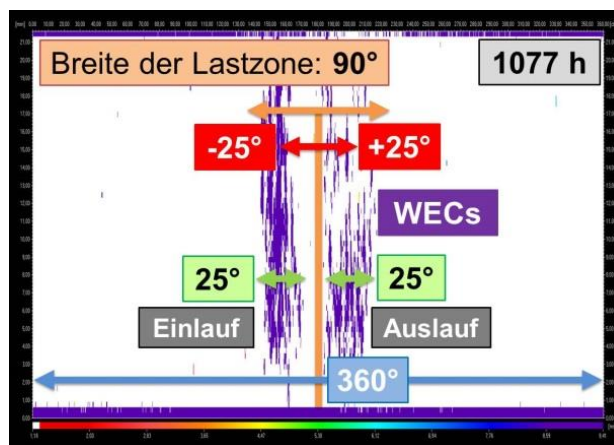


Abbildung 32: UT-Scan-AR-NU222 aus R4G [16]



Abbildung 33: WEC-Rissnetzwerk am AR NU222 [16]

Im Vergleich zum Innenring ist die maximale Reibenergie $(p \cdot \Delta v)_{\max}$ des Außenrings etwas kleiner $((p \cdot \Delta v)_{AR, \max} < (p \cdot \Delta v)_{IR, \max})$ d.h. der Innenring sollte WEC-kritischer als der Außenring sein. Bei den Lagerversuchen entstanden die Schäden mit WEC-Bildung jedoch vorrangig auf dem Außenring. Deshalb ist der maximale " $p \cdot \Delta v$ "-Wert nicht WEC-relevant. In diesem Betriebszustand wurde der Innenring mit Umfangslast belastet, da der umfangsbelastete Lagerring eine größere Regenerationszeit ($t_{\text{Regeneration}}$) als der punktelastete Außenring besitzt, vgl. Kapitel 2.9.

Es ist bekannt, dass bei Reibbeanspruchung atomarer Wasserstoff entsteht, von dem ein Teil durch die Oberfläche absorbiert wird [15]. In der Regenerationszeit erholt sich der Lagerring von der Reibbeanspruchung, somit wird ein Teil des aus der Reibbeanspruchung entstandenen Wasserstoffs an die Umgebung abgegeben statt in die Werkstoffe aufgenommen zu werden [15]. Je kleiner die Regenerationszeit ist, desto mehr Wasserstoff diffundiert ins Material ein.

Die WEC-Beanspruchungskenngröße „Reibenergie-Akkumulation (e_a)“ nach [15] berücksichtigt den Einfluss der Wälzkontaktzeit (t_{Kontakt}) und der Regenerationszeit ($t_{\text{Regeneration}}$). Diese Kenngröße berücksichtigt nicht nur die Menge der in den Stahl eingebrachten Energie während einer Überrollung, sondern auch die Häufigkeit der Überrollungen.

3.3.3 Schmierstoff

Die WEC-Bildungen können bei allen Lagerbauformen sowohl mit Fett- als auch Ölschmierung entstehen [10], [13]. In Windgetrieben wird meistens eine Ölschmierung mit hoher Viskosität (ISO-VG 220 - 320) bei Betriebstemperaturen von 60 bis 85 °C gemäß [3] angewendet. Im Betrieb läuft das Windgetriebe öfter im Mischreibungs- oder Grenzschmierungszustand als im elastohydrodynamischen Schmierungszustand. Dies hat eine Steigerung des Reibwertes und eine hohe Zahl von Festkörperkontakten zur Folge.

Der Mechanismus zur Wasserstoffbildung aus dem Schmierstoff kann durch folgende Szenarien entstehen [8]:

1. Aufspalten der langen Kohlenwasserstoffketten des Schmiermittels durch Scherung unter Schlupfbedingungen.

2. Zerlegung des Schmierstoffs durch katalytische Reaktion mit den frischen metallischen Oberflächen (ohne Oxid-/Schutzschicht).
3. Thermische Zersetzung des Schmiermittels durch Überhitzung infolge schlupfbedingter Reibung (Blitztemperatur).

Aus diesen Szenarien ergibt sich Gleiten als dominanter Treiber für die Wasserstoffbildung. Weiterhin wurden Gleitversuche von [8] und [113] in einer Vakuumkammer durchgeführt, um den Einfluss der Wasserstoffbildung aus der umgebenden Atmosphäre auszuschließen.

Die Gleitversuche von [8] erfolgten mit Hilfe eines Prüfgerätes, das aus drei Stahlkugeln (100Cr6) und einer angetriebenen Stahlscheibe (100Cr6) besteht. Die fixierten Kugeln belasten die Scheibe mit einer Last von 303 N ($p_0 = 3000$ MPa) und gleiten auf einer rotierenden Scheibe mit einer Gleitgeschwindigkeit von $\Delta v = 0,3$ m/s. Die Temperatur des zugeführten Schmierstoffes wurde bei $\vartheta = 100$ °C gehalten. Nach dem 20 Stunden dauernden Gleitversuch wurde die Wasserstoffkonzentration in der Scheibe mit einem Wasserstoffmessgerät (LECO DH-103) bestimmt [8]. Dabei wird die Scheibe in einem Stickstoffstrom bis zu einer Temperatur von 1100 °C erhitzt und die dabei abgegebene Wasserstoffmenge mit der Wärmeleitfähigkeitsmethode (WLD) detektiert.

Die untersuchten Scheiben zeigen für stark wasserstoffhaltige Schmieröle (Estheröl, Ätheröl und Glykol) größere Wasserstoffkonzentrationen als für nichtwasserstoffhaltiges PFPE-Öl (Perfluor-Poly-Äther) [8]. Die in die Scheiben diffundierenden Wasserstoffmengen sind proportional zur Verschleißgröße [8].

Im Vergleich zum Stahlwerkstoff (100Cr6) waren in Versuchen mit Keramikkugeln und -scheiben deutlich kleinere Wasserstoffanteile sowie kaum Verschleiß nachweisbar. Eine katalytische Reaktion an der frischen Stahloberfläche fand dabei nicht statt. Beim Versuch mit dem PFPE-Öl konnte kein Wasserstoff in der Keramikscheibe nachgewiesen werden.

Bei einem Vergleich der Wasserstoffkonzentration mit den Verschleißgrößen aus den Versuchen mit Stahlkugeln und -Scheiben zeigten diese Schmieröle ein identisches Verhalten. Wasserstoffkonzentrationen, die vom Schmierstoff freigegeben werden, sind eher von der Schmierfähigkeit abhängig als von der chemischen Zusammensetzung des Schmieröls.

Wurden die beiden Gleitversuche mit unterschiedlichen Kugel- und Scheibenmaterialien durchgeführt, blieb die Energieabgabe gleich, solange die Last und die Gleitgeschwindigkeit im Wälzkontakt unverändert blieben. In diesem Zusammenhang wird daher angenommen, dass der größte Teil der Wasserstoffbildung aus dem Gleitversuch mit Stahlkugeln und –scheiben durch eine Zersetzung der Schmierstoffe durch eine katalytische Reaktion auf der frischen Lageroberfläche erzeugt wurde. Aus diesem Grund wird die katalytische Reaktion in Verbindung mit einer durch Verschleiß generierten, frischen Stahloberfläche als dominanter Faktor für eine Wasserstoffbildung aus dem Schmierstoff betrachtet. Die in den Stahl eingedrungene Wasserstoffmenge ist abhängig von der Verschleißgröße des Stahls und der aus dem Schmierstoff generierten Wasserstoffkonzentration [8].

3.3.4 Korrosion

Die Wasser-, Meerwasser- und Salzkontamination aus der Offshore-Umgebung sind mögliche Ursachen für Stillstände und Leerlaufbetrieb von Windgetrieben. Korrosion, statische Korrosion und Passungsrostbildung können die WEC-Bildung beschleunigen.

Wälzbeanspruchung mit Vibration auf der Laufbahn entfernt die Oxid- /Schutzschicht. Die frisch entstehende Oberfläche wird durch Korrosion aus der Umgebung angegriffen. Korrosion als Mechanismus für die Freigabe des Wasserstoffs kann nicht nur die WEC-Bildung mittelbar generieren, sondern auch die Wasserstoffdiffusion ins Material verstärken [3]. Abbildung 34 stellt Grundvorgänge einer Säurekorrosion an Stahl dar. Lagerstahl wird nach einem elektrochemischen Mechanismus korrodiert, wenn das angreifende Medium (im Schmieröl gelöstes Wasser) eine minimale Leitfähigkeit besitzt. Säuren greifen aufgrund ihrer hohen Leitfähigkeit immer elektrochemisch an. Auf der Lageroberfläche bilden sich dabei Bereiche aus, in denen hauptsächlich Metallionen (Fe^{2+}) in Lösung gehen (Anoden). Dabei baut sich ein Stromkreis mit einem Elektronenstrom im Metall und einem Ionenstrom im Medium (leitfähiges Schmieröl, Elektrolytlösung) auf.

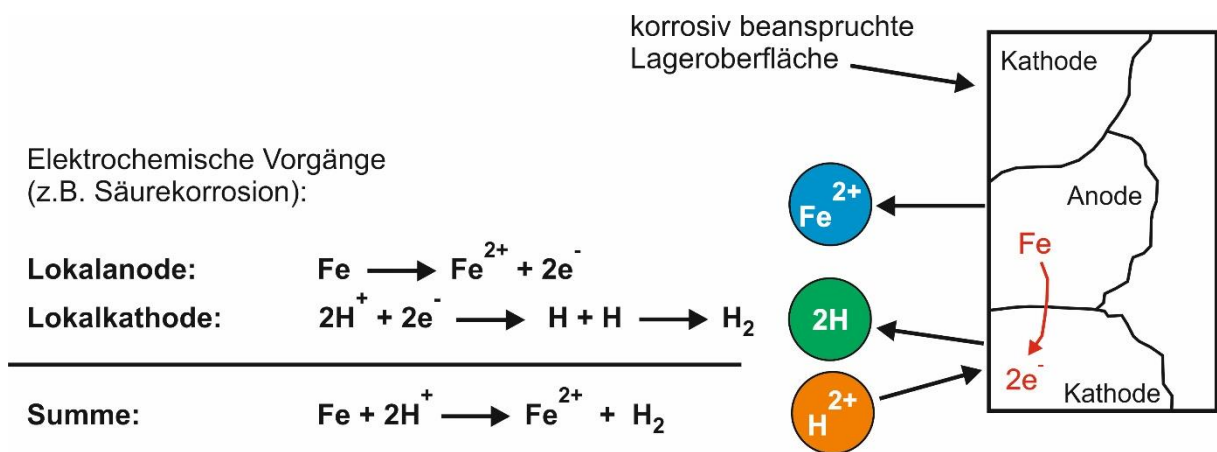


Abbildung 34: Elektrochemische Korrosionsvorgänge an einer korrosiv beanspruchten Lagersoberfläche (schematisch)

3.3.5 Wasserkontamination

Lagerschäden mit WEC-Bildung konnten durch wasserkontaminiertes Schmieröl erzeugt werden [3]. Wasser im Schmieröl löst Korrosion aus, die die Wasserstoffdiffusion in den Stahl verstärkt. Die Bildung von atomarem Wasserstoff erfolgt danach durch Erzeugung von Wasserstoffperoxid oder die Bildung von frischen Oberflächen, die die Wasserstofferzeugung katalysieren.

Wasserkontamination entsteht in Windgetrieben häufig durch Abkühlung und Kondensation [3], besonders bei Verzögerung bzw. im Stillstand. Dabei kann Feuchtigkeit aus der umgebenden Luft durch unvollständige Abdichtung oder durch lokale oxidative Zersetzung des Öls in das Windgetriebe gelangen.

In [113] werden Ergebnisse von Lagerversuchen zur Untersuchung des Einflusses des Wassergehalts im Schmiermittel bzw. in der umgebenden Atmosphäre auf die Lebensdauer vorgestellt.

3.3.6 Vibration

Vibrationen in der Windkraftanlage können aus dem Turbinenblatt, der Drehung des Rotorblatts, dem Netzanschluss, der Bremsbelastung und der Gondelauslenkung stammen [3]. Sie können die Ausbildung eines trennenden Schmierfilms beeinträchtigen, Beschichtungen (Schutz- bzw. Oxidschichten) des Lagermaterials zerstören, Spitzenlasten erhöhen und die kinematische Bewegung der Wälzkörper stören [3].

Durch Vibrationen können darüber hinaus Bewegungszustände mit erhöhtem Schlupf unter hoher Haupt-Wälzbeanspruchung (p_0) im Wälzkontakt auftreten.

Der Einfluss von Vibrationen auf die WEC-Bildung wurde von [11] sowie am BSRA-Prüfstand mit Schwingungsanregung (Zahnriementrieb) untersucht, vgl. Abbildung 27. Dabei sollte ein ungewollter Stromdurchgang durch die Prüflager vermieden werden. Die Zahnriemen regen die Prüflager (modifiziertes Kugellager Typ 6203) durch ungleichmäßige Krafteinleitung aufgrund der zeitlich veränderlichen Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne bzw. Glieder an.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Vibrationen als Zusatzbeanspruchung ab einer Frequenz von $f > 200$ Hz für WEC-Bildung kritisch sind. Die WEC-Laufzeit wurde durch die verwendeten Zahnriemenarten bestimmt, die durch ihre ungleichförmige Krafteinleitung zu unterschiedlichen Vibrationen bzw. Beschleunigungen führten. Bei Anregung durch stärkere Vibrationen fielen die Prüflinge früher mit WEC-Neigung aus [11].

3.4 Hypothesen zum WEC – Mechanismus

Wasserstoff, der an der Metalloberfläche entsteht, führt zu einem hohen Wasserstoffpartialdruck. Dieser fördert ein Eindringen des Wasserstoffs ins Material. Wasserstofftransport (Diffusion) in den Stahl erfolgt über Korngrenzen, Fehlstellen und Zwischengitterplätze. Wanderung von Gitterfehlern (Leerstellen und evtl. Versetzungen bei plastischer Verformung) kann einen H-Transport ins Lagermaterial ermöglichen. Der Wasserstoff kann im Gitter Zwischengitterplätze einnehmen oder von Gitterstörungen eingefangen werden. Wasserstofflöslichkeit in Eisen ist nach [111] abhängig von folgenden Faktoren:

1. Wasserstoffpartialdruck an der Oberfläche,
2. Kristallstruktur (Die Löslichkeit von Wasserstoff im kubisch-raumzentrierten Eisen ist kleiner als im kubisch-flächenzentrierten Gitter,
3. Die Löslichkeit des Wasserstoffs steigt mit zunehmender Temperatur an,
4. An Gitterfehlern kommt es zu einer höheren Wasserstoffkonzentration.

Im Wälzlager kann nach der Herstellung ein geringer Wasserstoffgehalt vorliegen. Ein H-Gehalt von $\leq 0,5$ ppm kann nach dem aktuellem Kenntnisstand zu einer Lebensdauerverkürzung führen [111].

Ins Material eindiffundierender Wasserstoff wird als WEC-Treiber angesehen [13], [5], [11], es gibt verschiedene Hypothesen, um den schädigenden Einfluss des Wasserstoffs auf das Gefüge zu erklären:

- **HIC-Mechanismus (Hydrogen Induced Cracking).** Der in den Werkstoff diffundierende Wasserstoff führt bei einer bestimmten Konzentration zu einer schlagartigen Entlastung. Die dabei entstehende Reibungs- und Schwererwärmung verursachen Gefügeveränderungen [13].
- **HELP-Mechanismus (Hydrogen enhanced local plasticity).** Eine hohe lokale Wasserstoffkonzentration führt zur Reduzierung der Fließgrenze eines Materials. Die Duktilität bzw. die Plastizität nehmen dadurch ab und die Karbide zerfallen. Aufgrund einer ungleichmäßigen Wasserstoffverteilung kommt es zu einer hohen lokalen Versetzungsdichte [5], [11]. Die Umstrukturierung der Versetzung führt dann schließlich zu einer Bildung eines nanokristallinen Gefüges (Ir-WEA-Bildung) [11]. Ir-WEA besitzen im Vergleich zum umgebenden Grundwerkstoff einen hohen Kohlenstoffanteil sowie einen großen Härtegradienten, was durch weitere Überrollungen zur Rissbildung (WEC) führen kann.

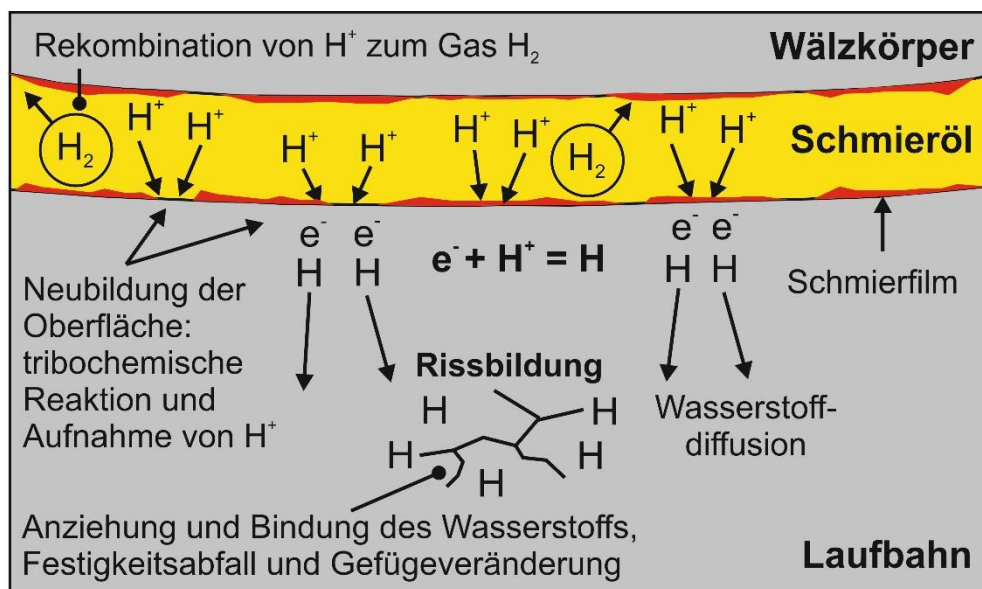


Abbildung 35: Diffusion des Wasserstoffs in die Werkstoffe [3]

Nach dem aktuellen Kenntnisstand wird die HELP- und HIC-Hypothese als wahrscheinlichster Schädigungsmechanismus angesehen. Eine mittlere Wasserstoffkonzentration von weniger als 1 ppm ist nach [3] für die WEC-Bildung ausreichend. Mit

dem zurzeit verwendeten Messverfahren ist der Nachweis des in Wälzlagern entstehenden Wasserstoffes allerdings nur eingeschränkt möglich.

In [114] werden vor allem gleichachsige längliche und sphärische Karbide bzw. deren Primärzerfall als Ausgangspunkt der WEC Gefügeveränderungen angesehen.

4 Versuchstechnik

Um WEC-Schäden reproduzierbar zu erzeugen, muss ein Prüfsystem entwickelt werden, das die in Zylinder-Rollenlagern (Zyrola) vorliegende Beanspruchungssituation, bestehend aus dynamischer und mechanischer Beanspruchung sowie oberflächennaher, triboinduzierter Tangentialspannung abbilden kann. In diesem Zusammenhang wurde ein Zylinderrollenlagerprüfstand aufgebaut, der die Bezeichnung „PWD4“ trägt. Der Prüfstand sowie die zur Erfassung des Schlupfverhaltens des Käfigs und der Wälzkörper verwendete Messtechnik werden in diesem Kapitel beschrieben.

4.1 Aufbau des Prüfstands und Versuchsdurchführung

Der PWD4-Prüfstand ist als Zweimassenschwinger, bestehend aus einem Servomotor, einer Prüfwelle mit den Prüflagern, einer Torsionswelle (Torsionsfeder) sowie einem Antriebsmotor mit Schwungmasse, ausgeführt, siehe Abbildung 36 und Abbildung 37. Der Antriebsmotor treibt die Prüfwelle mit konstanter Drehzahl an. Zusätzlich kann die Prüfwelle durch den Servomotor mit einer wechselnden Drehbeschleunigung beaufschlagt werden. Mithilfe eines Getriebemotors wird den Prüflagern eine statische Radiallast aufgeprägt. Der Getriebemotor ist unter dem Schwingtisch angeordnet. Die Erregung der dynamischen Radiallast erfolgt durch zwei gegenläufig rotierende Unwuchtwellen, die von einem frequenzgeregelten Drehstrommotor angetrieben werden.

Der PWD4-Prüfstand ermöglicht folgende Arten der Lagerbelastung:

- **Radiallast:** Konstruktiv ist der PWD4-Prüfstand für eine maximale Radiallastbeaufschlagung des Prüflagers von $\pm 100 \text{ kN}$ (Zug/Druck) ausgelegt. Die Radiallast kann statisch und/oder dynamisch aufgebracht werden.
- **Drehdynamik:** Um WECs infolge reibenergetischer Zusatzbeanspruchung gezielt zu erzeugen, bieten sich zwei Möglichkeiten an, den Schlupf bzw. die Reibenergie zu erhöhen. Das Aufprägen von Drehschwingungen oder die Erhöhung des Öldurchflusses, also eine gezielte Übersmierung, durch die ein definierter Ölstau in den Prüflagern erzielt werden kann ($\dot{V} > \dot{V}_{\text{Limit}}$), so dass es zu nennenswerten Planschverlusten kommt.

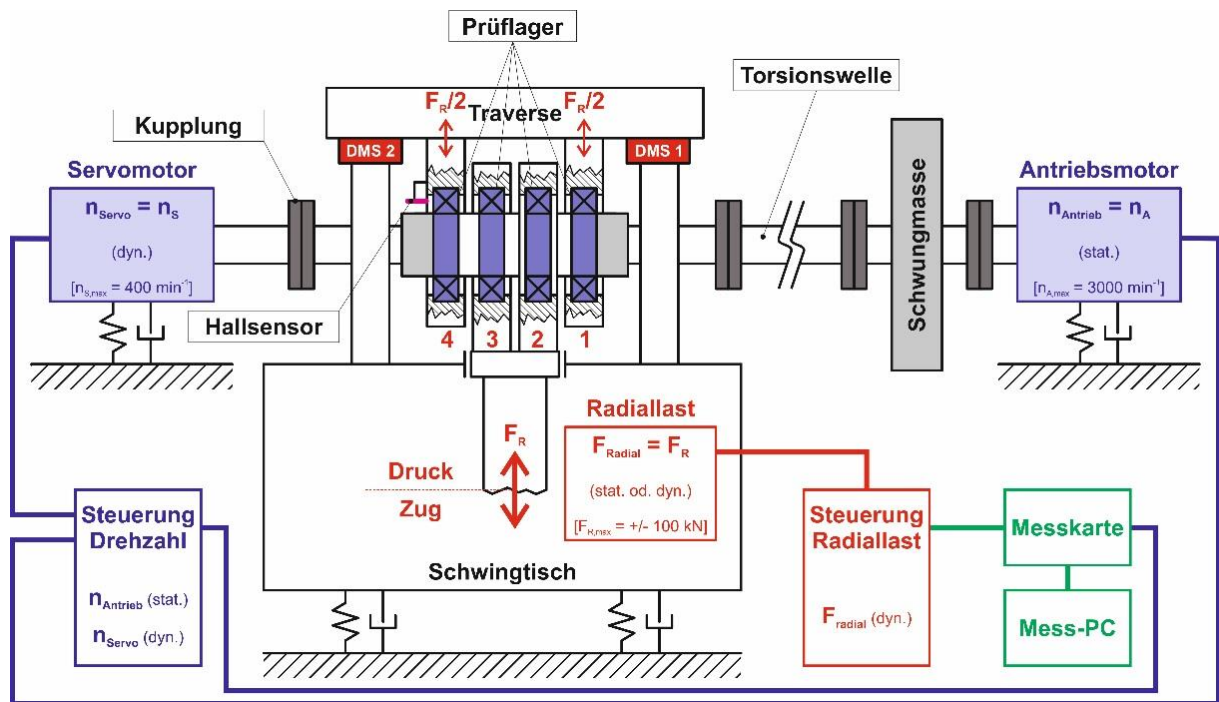


Abbildung 36: Schematische Darstellung des PWD4-Zylinderrollenlager-Prüfstands mit der 4-Lager-Variante

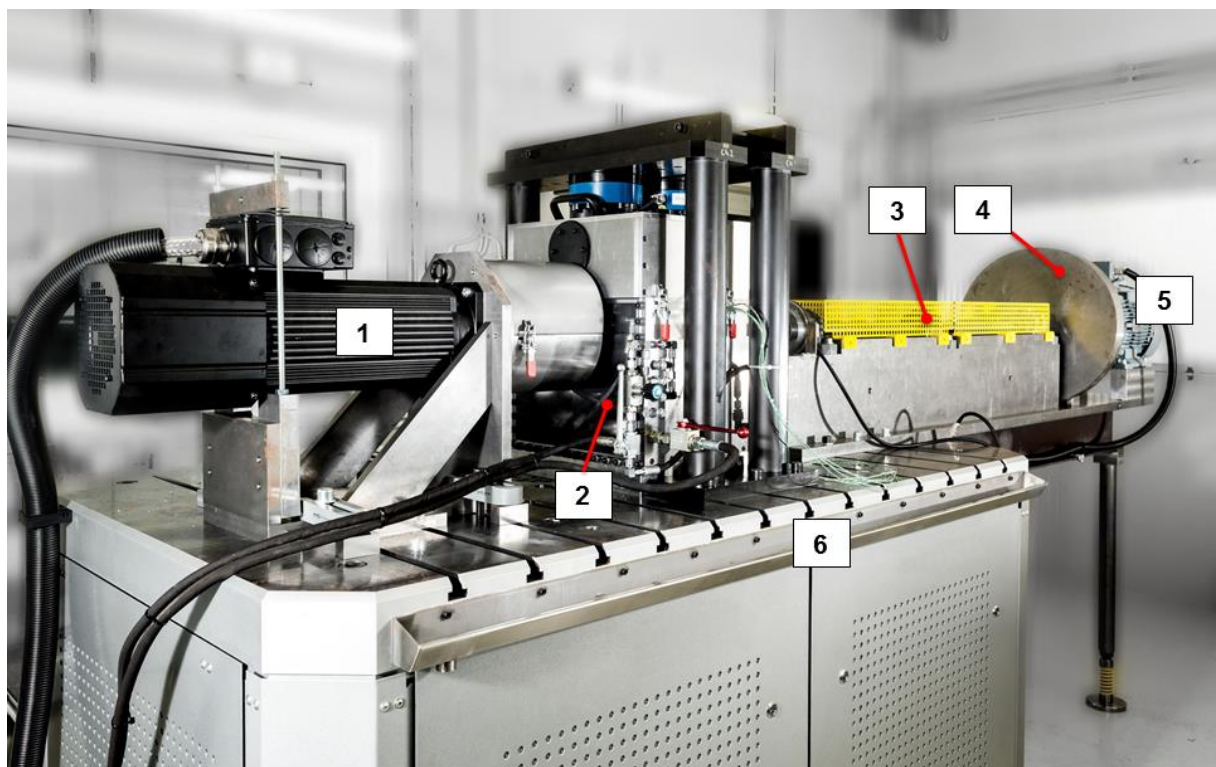


Abbildung 37: Seitenansicht PWD4-Zylinderrollenlager-Prüfstand. 1. Servomotor, 2. Ölbadgehäuse, 3. Torsionswelle mit Schutzkäfig, 4. Schwingmasse, 5. Antriebsmotor, 6. Schwingtisch

Die maximal mögliche Radiallast liegt konstruktiv bei ± 100 kN (Zug/Druck). Somit können bei der 3-Lager-Variante ein Prüflager mit maximal ± 100 kN und zwei Stützlager mit jeweils ± 50 kN belastet werden. Bei der 4-Lager-Variante können alle vier Prüflager mit jeweils maximal ± 50 kN belastet werden, siehe Abbildung 38.

Die Bezeichnung der Prüflager erfolgt nach der Einbauposition am Prüfstand und der Versuchsnummer. Für die 4-Lager-Variante gilt, siehe Abbildung 36:

- **PLA:** Prüflager an der Antriebsmotor-Seite (Pos. 1)
- **PLMA:** Prüflager an der mittleren Position der Antriebsmotor-Seite (Pos. 2)
- **PLMS:** Prüflager an der mittleren Position der Servomotor-Seite (Pos. 3)
- **PLS:** Prüflager an der Servomotor-Seite (Pos. 4)

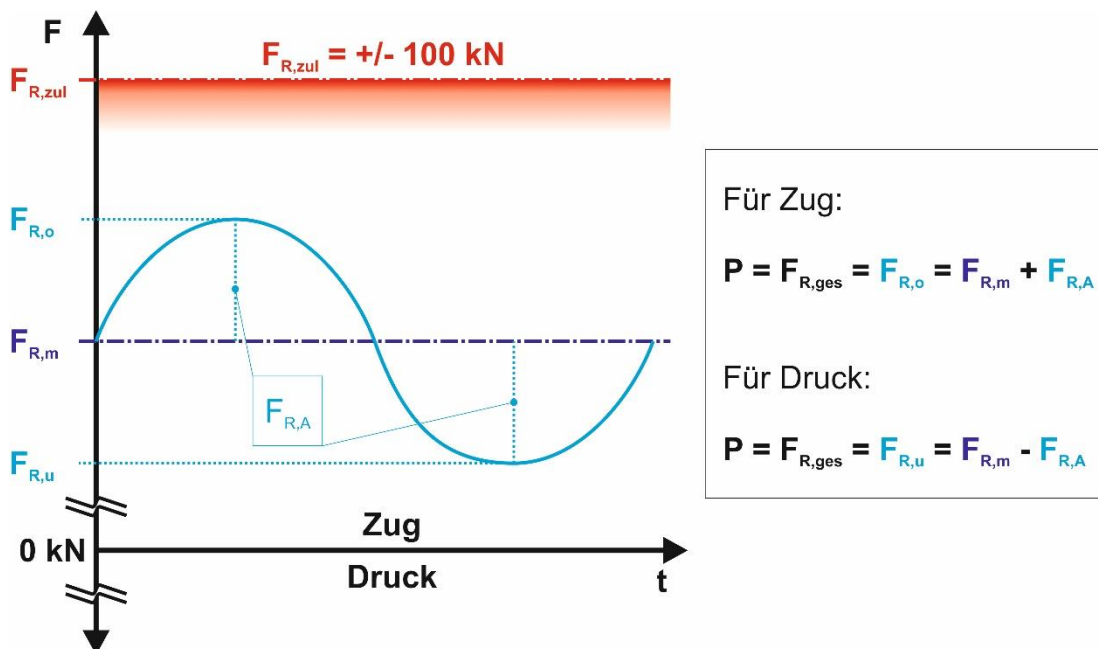


Abbildung 38: Dynamische Radialkraft

Darin sind:

maximale Radialgesamtlast:	$F_{\text{Radial,gesamt}} = F_{R,ges} = P$	[kN],
mittlere Radiallast	$F_{\text{Radial,Mittellast}} = F_{R,m}$	[kN],
radiale Oberlast	$F_{\text{Radial,Oberlast}} = F_{R,o}$	[kN],
radiale Unterlast	$F_{\text{Radial,Unterlast}} = F_{R,u}$	[kN],
Radiallast-Amplitude	$F_{\text{Radial,Amplitude}} = F_{R,A}$	[kN].

Der Prüfstand ist für eine maximale Gesamtdrehzahl von $n_{\text{ges}} = \pm 3000 \text{ min}^{-1}$ ausgelegt. Sie addiert sich aus der Drehzahl des Antriebsmotors n_A und der Drehzahl des Servomotors n_S . Dabei kann der Antriebsmotor bis 3000 min^{-1} (statisch) drehen und der die Torsion aufzwingende Servomotor eine maximale Amplitude von $n_S = 400 \text{ min}^{-1}$ (dynamisch) aufprägen. Letzteres entspricht einem maximalen Verdrehwinkel (Torsion) der Prüfwelle von $\theta_{\text{max}} = 7^\circ$ für die vorgegebene Frequenz von ca. 55 Hz. Entsprechend der eingestellten Amplitude kann folglich eine Reduzierung der Antriebsdrehzahl notwendig sein, sodass bei maximaler aufgeprägter Amplitude die größte mögliche Antriebsdrehzahl bei $n_{A,\text{max}} = \pm 2600 \text{ min}^{-1}$ liegt, siehe Abbildung 39.

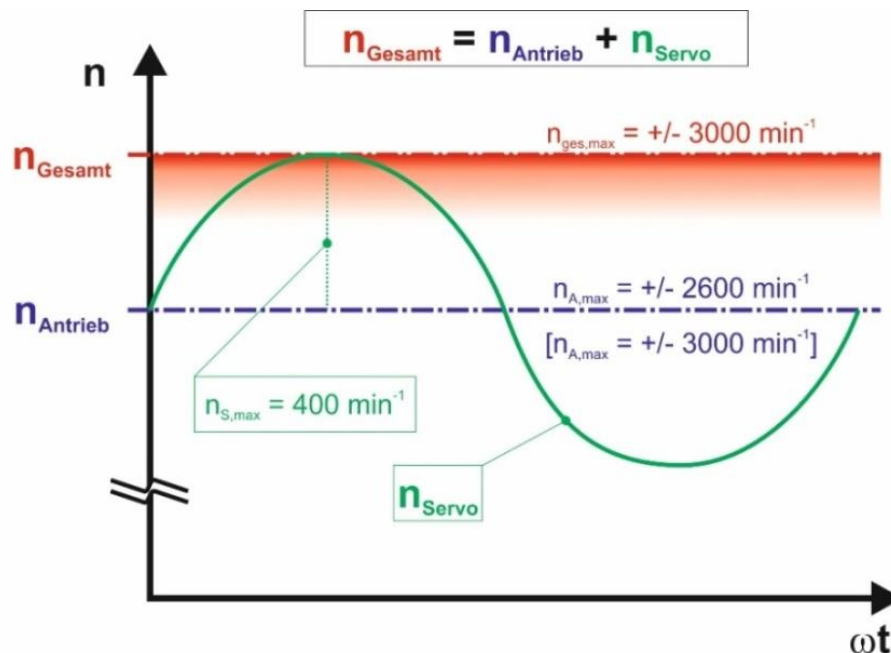


Abbildung 39: Dynamische Drehzahl – die Gesamtdrehzahl n_{ges} addiert sich aus der Drehzahl des Antriebsmotors n_A (mittlere Drehzahl/statisch) und der Drehzahl des Servomotors n_S (Amplitude der Drehzahl/dynamisch)

mit:

Gesamtdrehzahl:	$n_{\text{Gesamt}} = n_{\text{ges}} = n_A + n_S$	$[\text{min}^{-1}]$,
Drehzahl Antriebsmotor	$n_{\text{Antrieb}} = n_A$	$[\text{min}^{-1}]$,
Drehzahl Servomotor	$n_{\text{Servo}} = n_S$	$[\text{min}^{-1}]$.

Tabelle 2: Technische Daten des PWD4-Prüfstands

PWD4-Radialzylinderlagerprüfstand	
Gesamtdrehzahl n_{ges}	bis 3000 min ⁻¹
Antriebsdrehzahl n_A	300 bis 3000 min ⁻¹
Amplitude der Drehzahl n_S	bis 400 min ⁻¹
Drehfrequenz f	55 Hz
Radiallast F_r	±100 kN (statisch/dynamisch)
Radiallastfrequenz f_r	55 Hz
Schmierung	Umlaufschmierung (bis 3 l/min pro Lager) Ölstand stufenlos einstellbar Tank beheizbar bis 100 °C
Prüflager	NU215
Messgrößen	Innenringdrehzahl Käfigdrehzahl Wälzkörperdrehzahl Radiallast diverse Temperaturen

4.1.1 Prüflager und Ölversorgung

Die Lager werden mithilfe eines Hydraulikaggregats mit einem spezifizierten Getriebeöl der Viskositätsklasse ISO VG 320 geschmiert, wie es für Windkraftgetriebe typisch ist. Für die Untersuchungen wurden folgende Parameter verwendet:

- Ölzuführungstemperatur $\vartheta = 70 \text{ °C}$,
- Zulaufvolumenstrom $\dot{V} \geq 2 \text{ l/min}$ pro Lager.

Als Versuchslager wurden ausschließlich Radial-Zylinderrollenlager mit einem Bohrungsdurchmesser von $d = 75 \text{ mm}$ mit außenbordgeführtem Messing- bzw. Kunststoffkäfig eingesetzt, Abbildung 40.

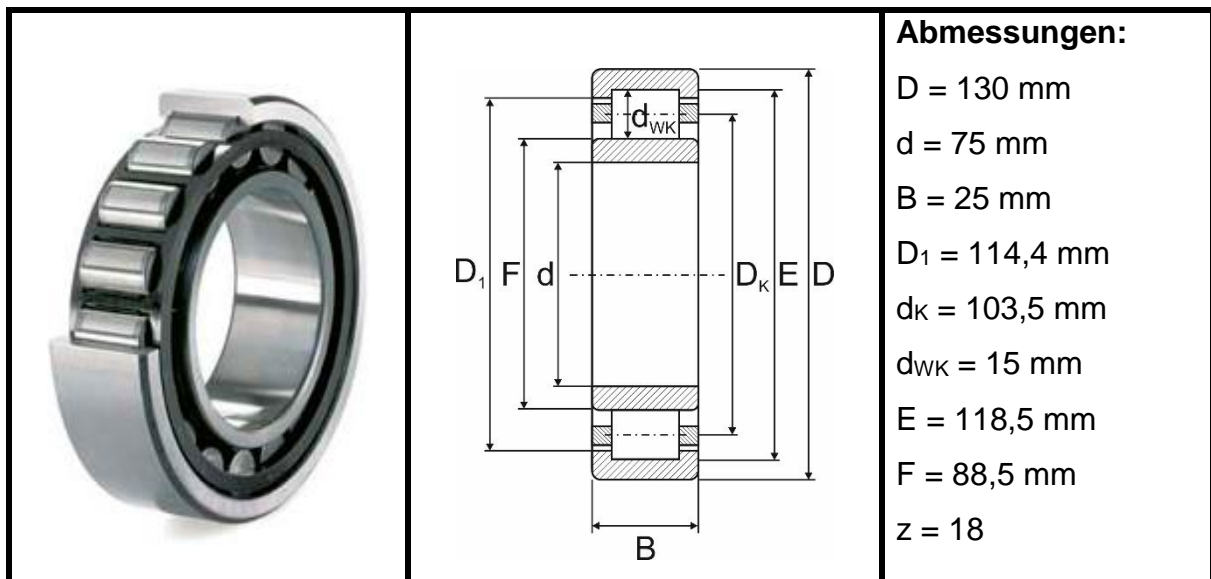


Abbildung 40: Abmessungen Prüflager NU215

Tragzahlen:

dynamische Tragzahl: $C = 155 \text{ kN}$,

statische Tragzahl: $C_0 = 156 \text{ kN}$.

4.1.2 Parameter der Versuche

Für die Lagerversuche wurden die Prüflager mit zwei charakteristischen schlupf- und ermüdungskritischen Bedingungen analog zu [16] belastet. In der Niedriglastphase wurde dabei allerdings die relative Last ($1/(C_0/P)$) erhöht [93]:

- **Niedrige Last (schlupfkritisch):** $C_0/P = 156 \text{ kN}/3,7 \text{ kN}$ mit $p_{\text{HZ,IR}} = 920 \text{ N/mm}^2$ und $p_{\text{HZ,AR}} = 630 \text{ N/mm}^2$, vgl. NU222 aus dem R4G-Prüfstand mit $C_0/P = 365 \text{ kN}/6 \text{ kN}$ [16],
- **Hohe Last (ermüdungskritisch):** $C_0/P = 156 \text{ kN}/43 \text{ kN}$ mit $p_{\text{HZ,IR}} = 2220 \text{ N/mm}^2$ und $p_{\text{HZ,AR}} = 1810 \text{ N/mm}^2$, vgl. NU222 aus dem R4G-Prüfstand mit $C_0/P = 365 \text{ kN}/90 \text{ kN}$ [16],
- **Viskositätsverhältnis:** $\kappa = 3,7 - 4,5$.

Als zusätzliche Belastung wurde die Welle mit einer statischen Drehzahl von $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ und einer überlagerten Drehzahlamplitude bis $n_S = 350 \text{ min}^{-1}$ beaufschlagt. Dies entspricht einem Verdrehwinkel der Welle von $\theta = 6^\circ$ für die vorgegebene Frequenz von etwa 55 Hz, d.h. die Innenringe der Prüflager werden durch den Servomotor mit einer Amplitude von 350 min^{-1} beschleunigt und abgebremst. Die Prüflager NU222 wurden dabei mit einer statischen Wellendrehzahl ($n_A = 3000 \text{ min}^{-1}$) und mit einem bestimmten Satzschlupf angetrieben. Um die Wanderung der Innen- und Außenringe der Lager in Umlaufrichtung zu vermeiden, werden sie axial zusätzlich mithilfe von Klemmrings gesichert.

4.1.3 Schadenserkennung mit der Körperschall- und Temperaturmessung

Die Detektion der Laufbahnschäden auf dem Innen- und Außenring erfolgt mithilfe eines Beschleunigungssensors (PCB, Modell 353B01). Der Sensor arbeitet nach dem piezoelektrischen Effekt im Frequenzbereich von 1 bis 7000 Hz, der mögliche Temperaturbereich liegt bei -54 bis $+121^\circ\text{C}$. Dabei können Beschleunigungen in einem Messbereich von $\pm 250 \text{ g}$ detektiert werden. Der Sensor wird auf dem Lagerbock mit einer Schraubverbindung befestigt, um Vibrationen des Prüflagers zu erfassen. Die im Lagerversuch gemessenen Beschleunigungen sind von den aufgeprägten Lasten abhängig. Im Stillstand liegt z.B. eine Beschleunigung von 0 g vor, während im Betrieb ohne Lagerschaden in Abhängigkeit der Lasthöhe Beschleunigungsgrößen im Bereich von 6 bis 7 g auftreten. Die Schadenserkennung erfolgt anhand steigender Beschleunigungswerte, wobei der Versuch abgebrochen wird, wenn die aktuelle Beschleunigung 20 bis 30% oberhalb der Werte bei Versuchsbeginn liegt. Diese Messmethode eignet sich sehr gut zum Erkennen von Schäden an der Lagerschalenoberfläche (Laufbahnen). Bei anhaltender Überschreitung (Dauer $> 1 \text{ s}$) der vorgegebenen Beschleunigungsgrenzwerte erfolgt eine automatisierte Prüfstandabschaltung.

Eine zusätzliche Erkennung von Laufbahnschädigungen der Außenringe erfolgt mithilfe eines Temperatursensors (PT100). Das Thermoelement befindet sich in direktem Kontakt mit dem Prüflager-Außenring. Anhand eines Temperaturanstiegs kann ein Pittingschaden zuverlässig detektiert werden. Laufbahnschäden der Innenringe können damit lediglich mit zeitlicher Verzögerung erkannt werden. Die Messgrößen werden von einer Messkarte an den Messrechner weitergeleitet und dort mithilfe einer Datenerfassungssoftware (LabVIEW) verarbeitet, angezeigt (Überwachungsmonitor) und

gespeichert. In diesem System wurde weiterhin ein Programm zur Temperaturüberwachung implementiert, mit dem im Fall von Grenzwertüberschreitungen eine automatische Prüflaufunterbrechung ermöglicht wird.

4.2 Messung der Wälzkörperdrehzahl

Neben dem Schmierungszustand (Viskositätsverhältnis κ) spielt das kinematische Schlupfverhalten des Käfigs und des Wälzkörpers bei der Entstehung von WECs eine entscheidende Rolle. Um das Schlupfverhalten des Wälzkörpers zu bestimmen, wird eine Spule verwendet, die zwischen dem Lagerinnenring und dem Lagerkäfig befestigt ist. Die Spule lässt sich auf einem elektrisch nicht leitfähigen Kunststoffring applizieren, der am Lagergehäuse montiert ist, siehe Abbildung 41.

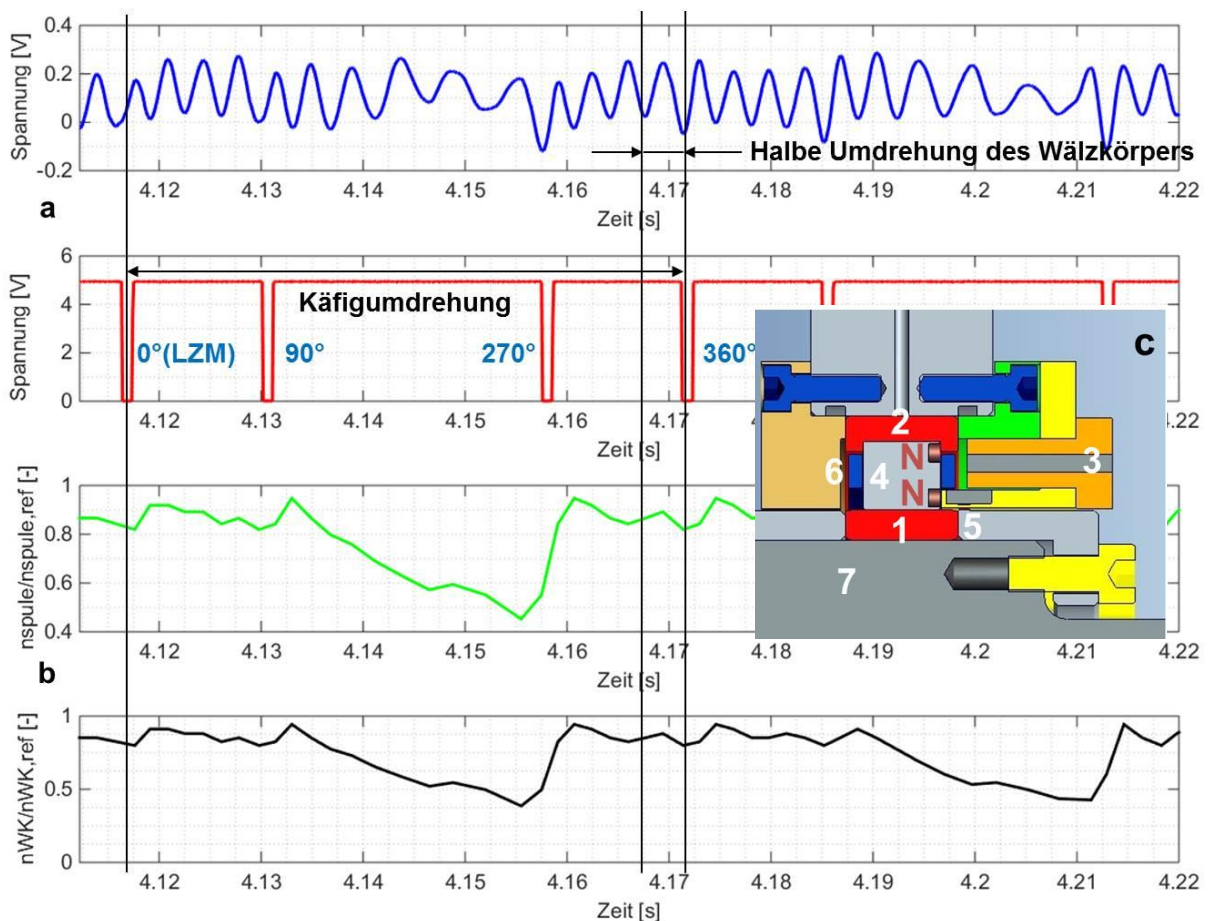


Abbildung 41: a. Wälzkörper- und Käfigmesssignale; b. Ausgewertete Wälzkörperdrehzahl bei einer statischen Drehzahl von $n_{IR} = 2600 \text{ min}^{-1}$ und $F_R = 12 \text{ kN}$; c. Messaufbau: 1. Innenring, 2. Außenring, 3. Hallsensor, 4. Magnetisierter Wälzkörper, 5. Spule, 6. Käfig, 7. Welle

An der Stirnseite eines bestimmten Wälzkörpers sind vier Magnete (zwei Nord- und zwei Südpole) eingebettet, siehe Abbildung 41c. In der Spule wird durch die Drehungen der magnetisierten Rolle eine Spannung induziert. Eine Periode der sinusförmigen induzierten Spannung entspricht einer halben Umdrehung des Wälzkörpers bezogen auf den Käfig. Aus der Schwingungsfrequenz ergibt sich die relative Drehgeschwindigkeit ($n_{WK, Spulenmessung}$). Die tatsächliche Wälzkörperdrehzahl (n_{WK}) ergibt sich aus der Differenz zwischen der relativen Wälzkörperdrehzahl ($n_{WK, Spulenmessung}$) und der Käfigdrehzahl ($n_{Käfig}$). Im Gegensatz zur optischen Messung ist mit diesem Verfahren der Wälzkörperschlupf unabhängig von der Ölmenge auf dem gesamten Lagerumfang gut messbar.



Abbildung 42: Messtechnik zur Messung der Käfig- und Wälzkörperdrehzahl. a. Hallsensor, b. Spule, c. Magnetisierter Wälzkörper

Die Messung der Käfigdrehzahl (Satzschlupfmessung) erfolgt berührungslos mithilfe des Hall-Effekts, siehe Abbildung 42a. Am Umfang des Käfigs wurden drei Magnete eingebettet. Die Magnete befinden sich an den Winkelpositionen 0° , 90° und 270° . An der Position 180° wird der magnetisierte Wälzkörper montiert, vgl. Abbildung 42b. Diese Magnete generieren beim Passieren des Hallensors Spannungsimpulse. Mit dieser Methode können die Lage des magnetisierten Wälzkörpers sowie die Nenn-drehzahl des Käfigs bestimmt werden. Die Istdrehzahl des Käfigs ergibt sich aus dem Kehrwert der Periode Δt einer vollständigen Käfigumdrehung.

Der Hallsensor verfügt über eine geringe Auflösung und ist daher ausschließlich für die Messung der mittleren Drehzahl geeignet. Mit ihm kann die Bewegung des Käfigs mit hochdynamischen Drehzahländerungen nicht hinreichend genau erfasst werden. Daher wird für diese Messaufgabe eine hochauflösende Sensorik benötigt.

4.3 Hochgeschwindigkeitskamera

Bei Versuchen mit dynamischen Betriebsbedingungen bestehen aufgrund großer Drehzahlgradienten hohe Anforderungen an die notwendige Auflösung der Drehzahlmessung. Daher wurde zur Erfassung der Lagerkinematik eine Hochgeschwindigkeitskamera mit einer Bildrate von über 7000 Bildern pro Sekunde eingesetzt:

- Typ: CRx3000 von Optronis
- Bildwiederholrate: Maximale Auflösung 1.696 x 1.710 Pixel bis 543 Bilder pro Sekunde (bps),
Maximale Bildrate 25.000 bps bei einer Auflösung von 128 x 128 Pixel
- Dateigröße: 1,6 GB

Die Kamera besitzt eine kompakte Größe (145 mm x 95 mm x 78,5 mm) und ermöglicht dadurch einen flexiblen Einsatz. Sie verfügt über ein Zeiss Objektiv mit einer Brennweite von 35 mm und einer Lichtstärke von $f = 1,4$. Die Software „Timebench“ ermöglicht die Eingabe relevanter Parameter wie z.B. Bildformat, Blitzgeschwindigkeit, Bildqualität und Aufnahmedauer.

Für die Aufnahmen wurde das Prüflager mit zwei Lichtquellen (Halogenglühlampen mit jeweils einer Leistung von 500 W) beleuchtet. Um eine vibrationsfreie Aufnahme zu ermöglichen, wurden die Lichtquellen und die Messtechnik auf ein eigens konstruiertes Traggestell (getrennt vom Prüfstand) mit drehbarem Stativ montiert, siehe Abbildung 43.

Die Positionierung der Kamera ließ eine vollständige Frontalaufnahme des Lagers konstruktiv (Prüfstandkonstruktion mit einer durchgängigen Prüfwelle) nicht zu. Daher wurde das Prüflager unter einem bestimmten Winkel betrachtet.

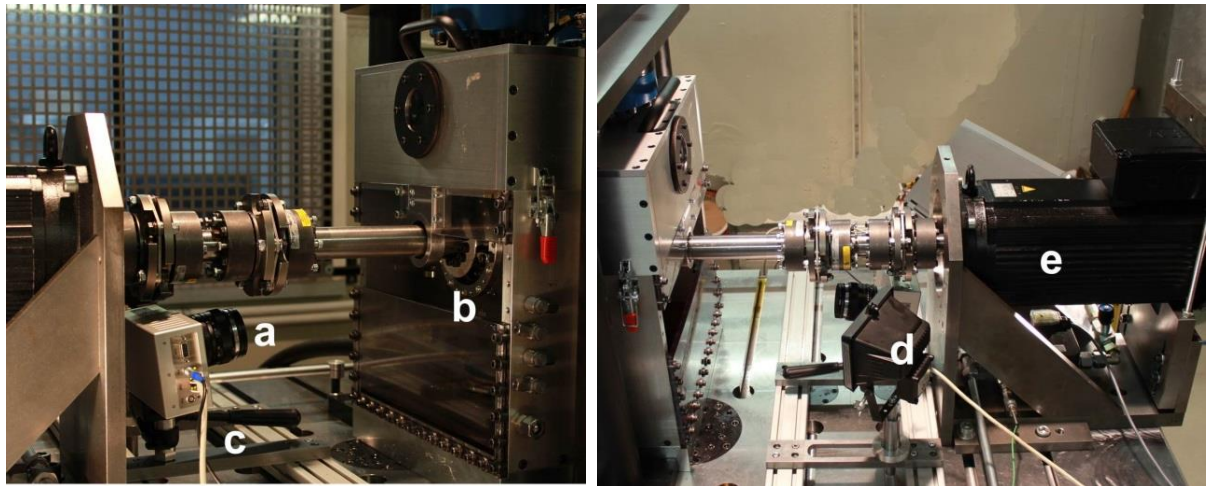


Abbildung 43: Messaufbau mit a. Hochgeschwindigkeitskamera, b. Prüflager, c. Ständer bzw. Stativ, d. Lichtquelle, e. Servomotor

Aufgrund der dabei entstehenden großen Datenmengen und der zeitaufwändigen Datenübertragung von der Kamera auf den Messrechner ist eine „real time“-Messung zurzeit nicht realisierbar. Daher werden die Daten in einem Batch-Verfahren ausgelesen bzw. übertragen.

4.3.1 Markierung des Prüflagers

Zur Identifizierung der Beobachtungsobjekte am Prüflager wurden diese mit unterschiedlichen Markierungen versehen. Zuerst sind die Welle, der Wälzkörper und der Wälzkörpersatz (Käfig) markiert worden. Somit ist eine eindeutige und präzise Aussage hinsichtlich der Relativbewegung zwischen Lagerinnenring, Wälzkörper und Wälzkörpersatz möglich.

- a. **Markierung der Wälzkörper.** Zur Optimierung dieser Markierung wurden zunächst mithilfe einer zusätzlichen Prüfeinrichtung Voruntersuchungen mit verschiedenen Mustern (z.B. kreuzförmige Markierung, Dreipunkt- und Vierpunktvariante mit jeweils 120°- und 90°-Abstand) durchgeführt. Für die Dreipunktvariante ergaben sich dabei die günstigsten Eigenschaften. Die Markierungen sollen eine Temperaturbeständigkeit bis mindestens 130 °C besitzen und darüber hinaus schmierstoffbeständig sein. Um diese Eigenschaften zu gewährleisten, kam ein spezielles Erodierverfahren mit geeigneten Negativschablonen zum Einsatz. Die erodierten Markierungen wurden anschließend mit farbigem Klebstoff (schwarz)

aufgefüllt, durch schärfere Konturen um ihre Erkennbarkeit zu verbessern. Um Reflexionen an der stirnseitigen Fläche des Wälzkörpers zu vermeiden, wurden durch Sandstrahlen matte Oberflächen hergestellt.

- b. **Markierung des Wälzkörpersatzes.** Am Umfang des Lagerkäfigs wurden Markierungen (zwei Punkte) in 40°-Schritten aufgebracht. Sie erlauben eine eindeutige Lagebestimmung des Käfigs. An jeder Käfigmarkierung wurde ein markierter Wälzkörper eingesetzt. Um einen besseren Bildkontrast des Messingkäfigs zu erreichen, wurde die stirnseitige Fläche des Käfigs matt lackiert (schwarz).
- c. **Nabenmarkierung.** Um die Wellendrehzahl zu bestimmen, wurden zehn Punktmarkierungen mit 36°-Schritten auf dem gesamten Umfang der Nabe gebracht. Da sich die Welle schneller dreht als der Käfig, kann es vorkommen, dass innerhalb einer analysierten Sequenz die Markierung aus dem Bild verschwindet.

Alle Markierungen wurden so angebracht, dass sie möglichst in einer Ebene liegen und bei der erforderlichen Blendenöffnung scharf abgebildet werden. Die Beleuchtungen wurden so eingerichtet, dass die Reflexion der Markierungen minimiert wird.

Die Aufnahmen wurden mithilfe der Software Vision Builder für "Automated Inspection (AI)" ausgewertet, die eine Erkennung, Zuordnung und Ausgabe der relativen Positionen der Markierungen ermöglicht.

4.3.2 Identifizierung der Objekte

Mithilfe der verwendeten Software können beliebige Objekte bzw. Konturen im Bild erkannt werden. Weiterhin können Störungen gefiltert sowie bearbeitet werden und es besteht die Möglichkeit einer Objekterkennung bei unscharfen Bildern. Darüber hinaus können verschiedene Parameter wie die Helligkeit, der Bildkontrast und Bildgröße vordefiniert werden, um ein verbessertes Bild zu erzeugen. Auf diese Weise erhält man anhand erkannter Markierungen die präzise Lage (Koordinaten) der Objekte.

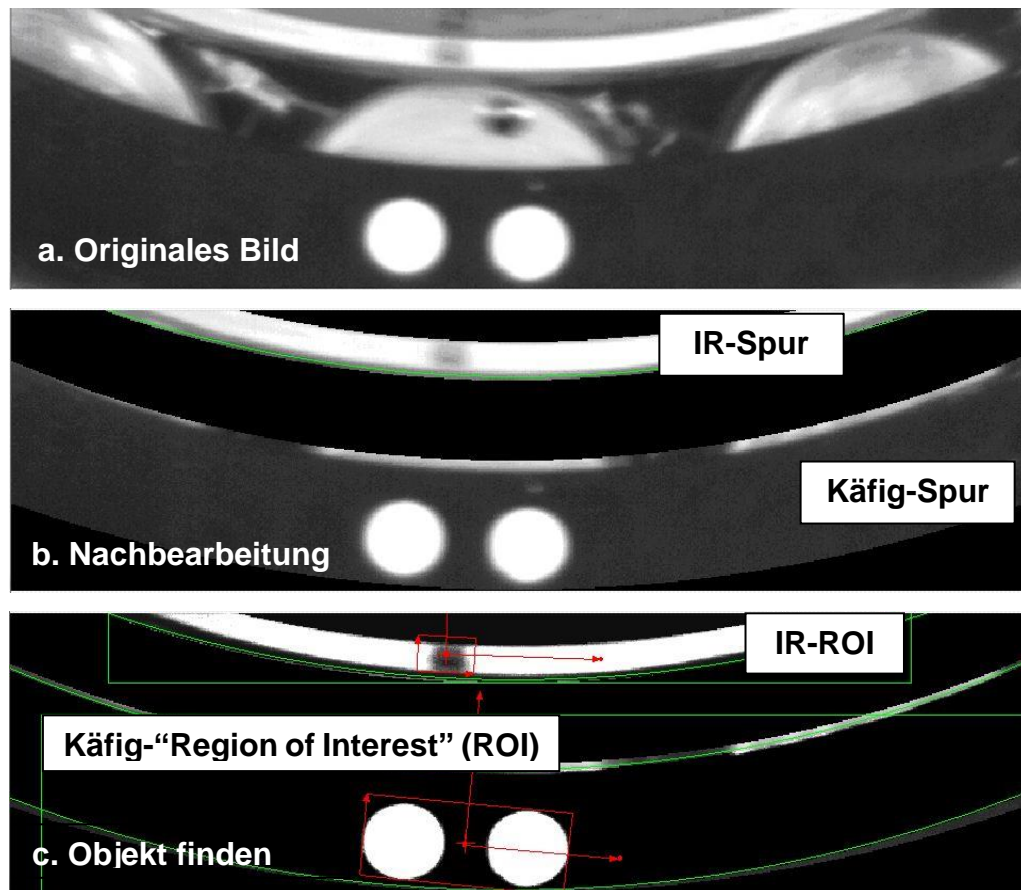


Abbildung 44: Identifizierung der Markierungen auf dem Innenring und auf dem Käfig

Abbildung 44 zeigt an einem Beispiel den Ablauf zur Identifizierung der Markierungen auf dem Innenring und dem Käfig. Bei der Nachbearbeitung der entstandenen Bilder wurde berücksichtigt, dass sich die Markierungen auf bestimmten Bahnen bewegen. Die Bereiche, die nicht ausgewertet werden sollen, werden entsprechend Abbildung 44b in schwarz vordefiniert. Die Objektsuche wird schließlich jeweils in bestimmten Bereichen „Region of Interest“ (ROI) durchgeführt, vgl. Abbildung 44c.

4.3.3 Theoretische Grundlage zur Bestimmung der Drehzahl

Die Aufnahmefrequenz bzw. Verschlusszeit der Kamera sind so einzustellen, dass bei Betrachtung eines einzelnen Bildes ein stehendes Lager zu sehen ist. Bei einer Rotation des Käfigs (entspricht dem kompletten Wälzkörpersatz) um den Lagermittelpunkt (x_{ML}, y_{ML}), wird die Käfigdrehzahl n_K bestimmt, vgl. Abbildung 45.

$$\tan \varphi(t_0) = \frac{(x_{ML} - x_{MK}(t))}{(y_{ML} - y_{MK}(t))}, \quad (4.1)$$

bzw.

$$\varphi(t_0) = \tan^{-1} \left(\frac{(x_{ML} - x_{MK}(t))}{(y_{ML} - y_{MK}(t))} \right). \quad (4.2)$$

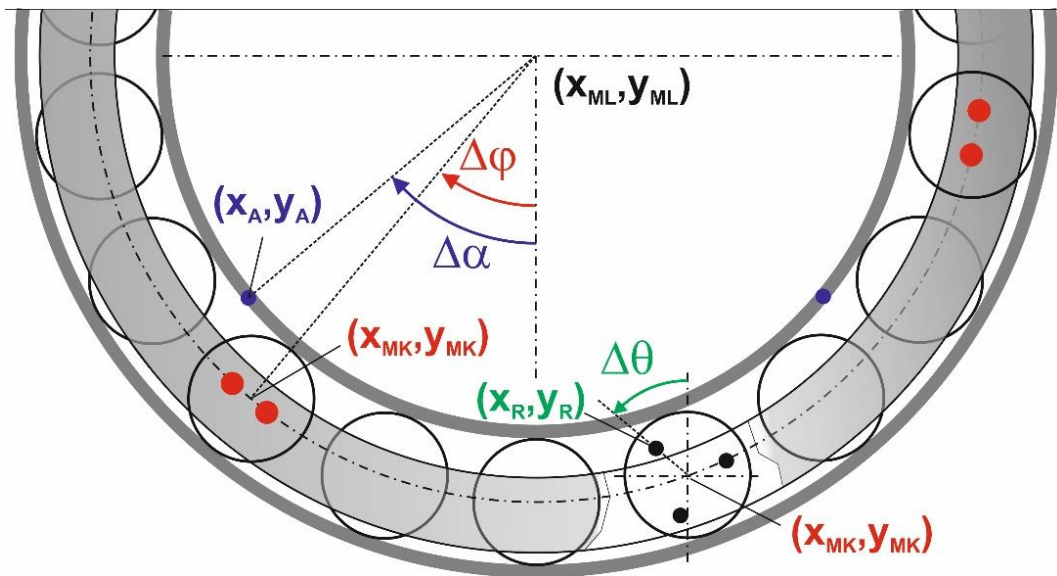


Abbildung 45: Koordinaten der Markierungen

Die Bestimmung der Wellen- oder Innenringdrehzahl n_A (Drehwinkel $\Delta\alpha$) erfolgt analog.

Auf dem Lagerkäfig werden die Markierungen so angebracht, dass sie einen direkten Bezug zum zugehörigen Wälzkörper besitzen. Der Mittelpunkt des Musters der Käfigmarkierung (x_{MK}, y_{MK}) liegt auf einem Kreis mit dem Radius $r = r_{WK} + r_{IR}$ und fällt mit dem Mittelpunkt des Wälzkörpers zusammen. Somit kann der Mittelpunkt des Wälzkörpers aus dem Käfigmuster eindeutig identifiziert werden, siehe Abbildung 45.

Mit dem hier beschriebenen optischen Messverfahren erhält man ausschließlich für die Bewegung des Wälzkörpersatzes und für die Wellendrehzahl plausible Ergebnisse. Die Erfassung einzelner Wälzkörper ist bei starker Schmierung durch Reflexionen an Öltropfen deutlich erschwert, da die Wälzkörperkonturen auf den Aufnahmen nur bedingt erkennbar sind. Deshalb gelingt die Bestimmung der Wälzkörperparameter bisher ausschließlich unter den Bedingungen der Minimalschmierung und idealen Be-

leuchtungsverhältnissen. Durch eine bessere Kameraauflösung und spezifisch angepasste Beleuchtungsverhältnisse können mithilfe dieses Messverfahrens die Messergebnisse zum Wälzkörperschlupf optimiert werden.

Um die optische Messmethode zu verifizieren, wurden Versuche bei verschiedenen statischen Drehzahlstufen im käfigschlupffreien Zustand durchgeführt. Im schlupffreien Zustand liegt die kinematische Drehgeschwindigkeit für den Lagertyp NU215 gemäß Gl. (2.21) bei $n_K = 0,428 \cdot n_{IR}$. Abbildung 46 und Abbildung 47 zeigen, dass die Solldrehzahlen der Welle und des Käfigs mit den gemessenen Drehzahlen übereinstimmen.

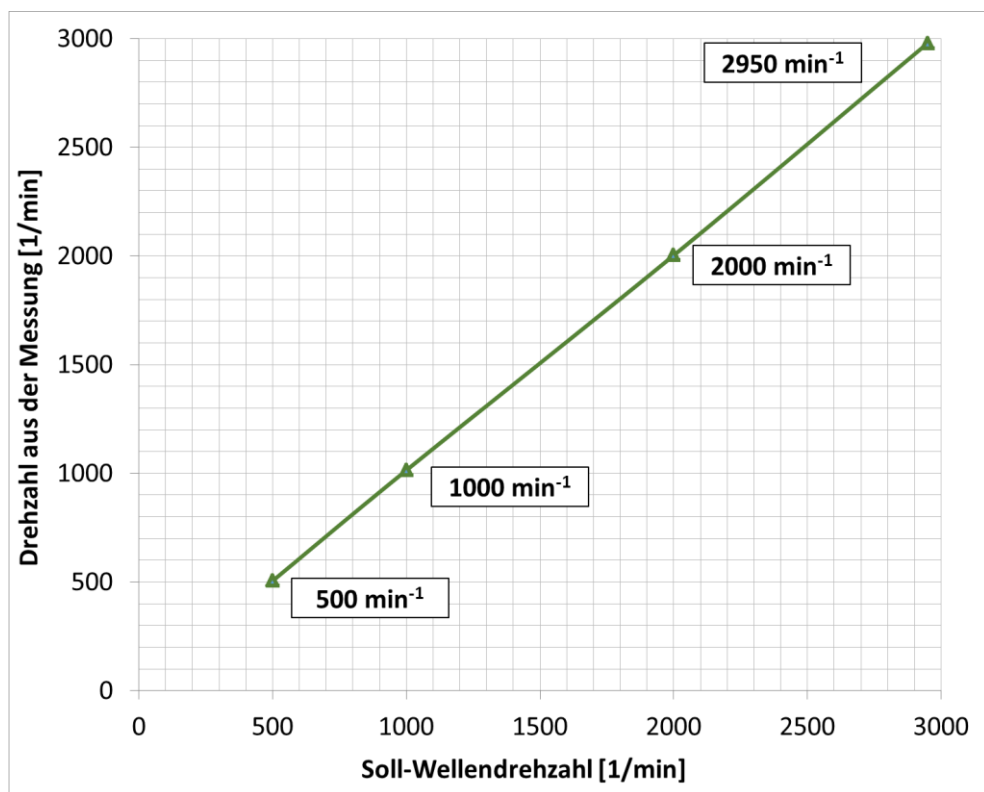


Abbildung 46: Vergleich der Soll-Wellendrehzahl und der optisch gemessenen Wellendrehzahl

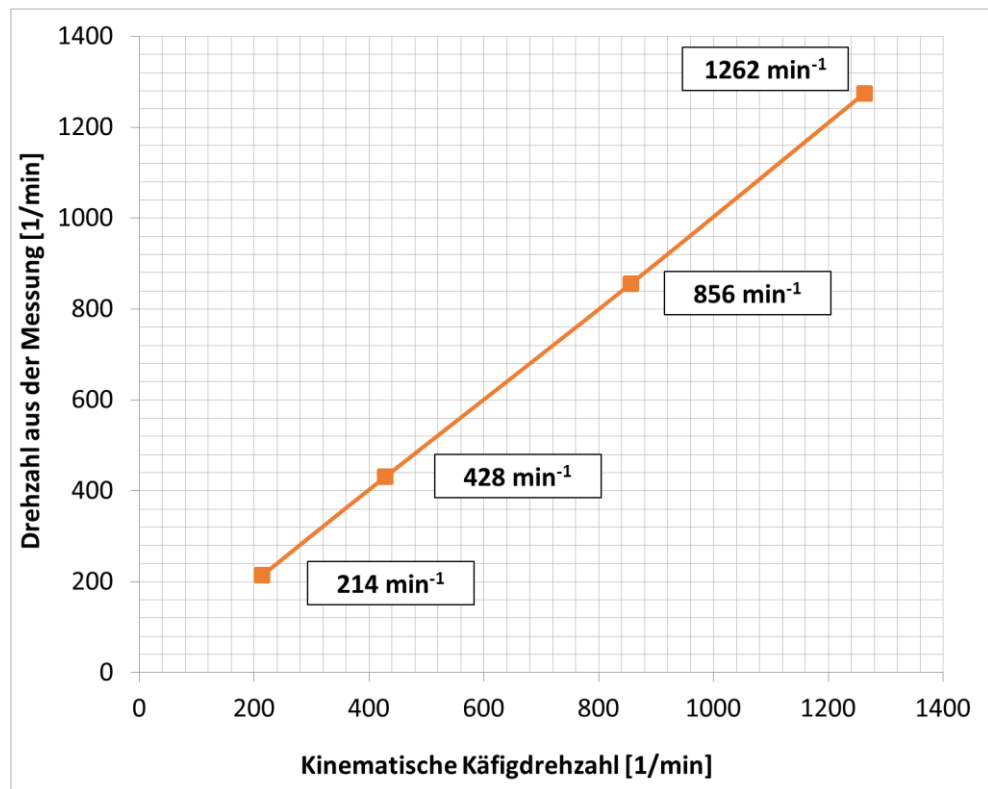


Abbildung 47: Vergleich der Soll-Käfigdrehzahl und der optisch gemessenen Käfigdrehzahl bei schlupffreien Bedingungen

5 Mess- und Versuchsergebnisse

In diesem Kapitel werden Messungen der kinematischen Bewegungen der Wälzkörper und des Wälzkörpersatzes mit den im Kapitel 4 vorgestellten Messtechniken beschrieben. Um das Schlupfverhalten des Prüflagers vom Typ NU215 am PWD-Prüfstand zu bestimmen, wurden die Messungen in diversen Prüflagerkonfigurationen unter verschiedenen Betriebsbedingungen durchgeführt.

5.1 Einfluss des Betriebsspiels und der Massenträgheit des Käfigs auf das Schlupfverhalten

5.1.1 Schlupfverhalten des Käfigs

Um den Einfluss des Lagerbetriebsspiels und der Massenträgheit des Käfigs am PWD4-Prüfstand auf das Schlupfverhalten zu bestimmen, wurden die Prüflagerkonfigurationen vom Lagertyp NU215 nach Tabelle 3 verwendet:

Tabelle 3: Konfigurationen der Prüflager

Variante	Material des Käfigs	Betriebsspiel Δs
K1	Kunststoff (K)	kleines Betriebsspiel (Δs_1)
K3	Kunststoff (K)	großes Betriebsspiel (Δs_3)
M2	Messing (M)	mittelgroßes Betriebsspiel (Δs_2)
M3	Messing (M)	großes Betriebsspiel (Δs_3)

Die Messungen wurden unter einer konstant zugeführten Ölmenge $\dot{V} = 2 \text{ l/min}$ pro Lager und einer konstanten Ölzuführungstemperatur $\vartheta = 70 \text{ °C}$ durchgeführt. Die Radiallast wurde bei einer Drehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ von einem Maximalwert stufenweise reduziert. Abbildung 48 zeigt, dass die Käfigdrehzahl bei der Variante M3 (Messingkäfig mit großem Betriebsspiel Δs_3) erst ab einer relativen Radiallast $F_r = 38 \text{ %}$ abfiel. Die Prüflagerkonfiguration K1 (Kunststoffkäfig mit kleinem Betriebsspiel Δs_1) wies dagegen im Niedriglastbereich (C_0/P) einen geringen mittleren Satzschlupf ($\sim < 1 \text{ %}$) auf, d.h. die Käfigdrehzahl der Konfiguration K1 ist nahezu kinematisch, obwohl die Radiallast bis $F_r = 0 \text{ %}$ reduziert wurde.

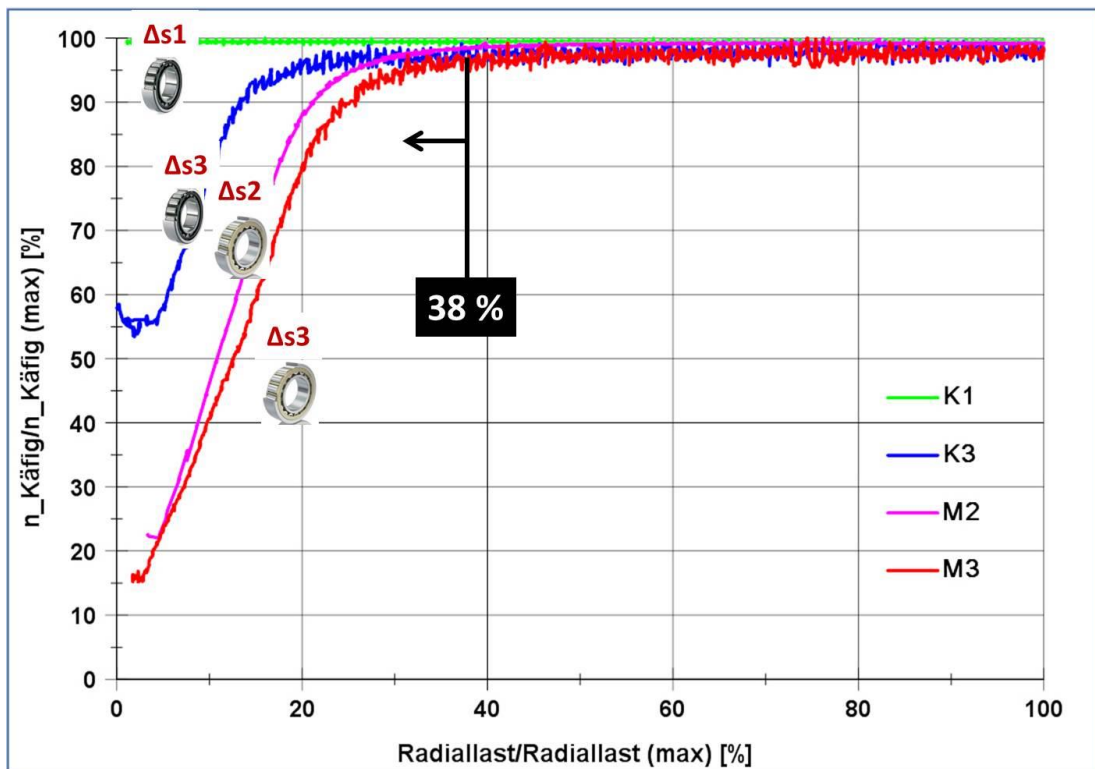


Abbildung 48: Lastrampenversuche - Einfluss der Massenträgheit und des Betriebsspiels bei statischer Drehzahl

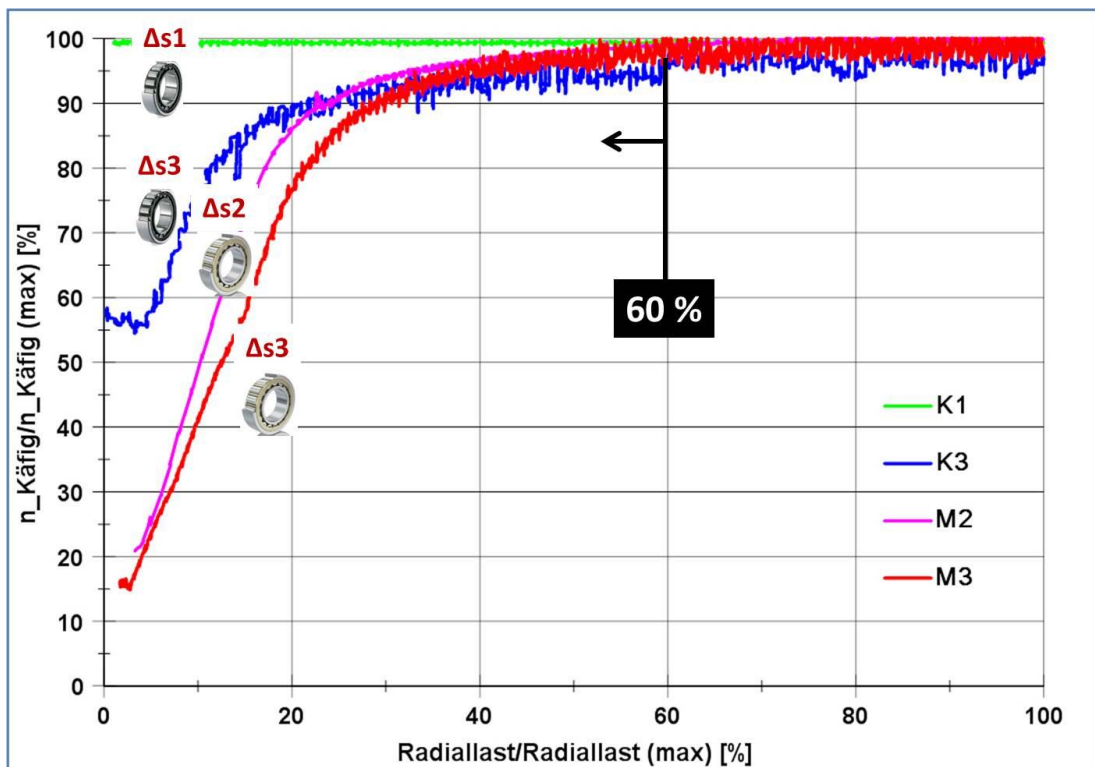


Abbildung 49: Lastrampenversuche - Einfluss der Massenträgheit und des Betriebsspiels bei drehdynamischer Beschleunigung

Für die weiteren Messungen wurde die Antriebswelle mit einer mittleren Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ und einer überlagerten, wechselnden Drehbeschleunigung bis $n_S = 350 \text{ min}^{-1}$ bei einer vorgegebenen Drehfrequenz von $f = 55 \text{ Hz}$ beaufschlagt. In diesem Versuch trat ein sprunghafter Käfigdrehzahlabfall für die Variante M3 bei einer relativen Radialkraft $F_r = 60 \%$ auf, vgl. Abbildung 49. Im Gegensatz dazu trat bei der Variante K1 im Niedriglastbereich (C_0/P) noch ein geringer mittlerer Satzschlupf ($\sim < 1 \%$) auf.

Der Hallsensor erfasst bei der Rampenmessung die mittlere Käfigdrehzahl (vgl. Abbildung 49). Zur Messung der dynamischen Bewegung des Käfigs kam die Hochgeschwindigkeitskamera zum Einsatz.

In Abbildung 50 sind die Ergebnisse aus der optischen Messung für die Lagervarianten K1, M2 und M3 dargestellt. Die Messungen wurden bei einer kleinen Radiallast von $F_r = 3,7 \text{ kN}$ mit einer überlagerten Drehdynamik ($n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$, $n_S = 350 \text{ min}^{-1}$ und $f = 55 \text{ Hz}$) durchgeführt. Dies sind die schlupfkritischen Lastbedingungen, die für den Lagerversuch eingesetzt wurden, vgl. 4.1.2. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf eine experimentelle Untersuchung der Variante K3 (Kunststoffkäfig mit großem Betriebsspiel Δs_3) verzichtet.

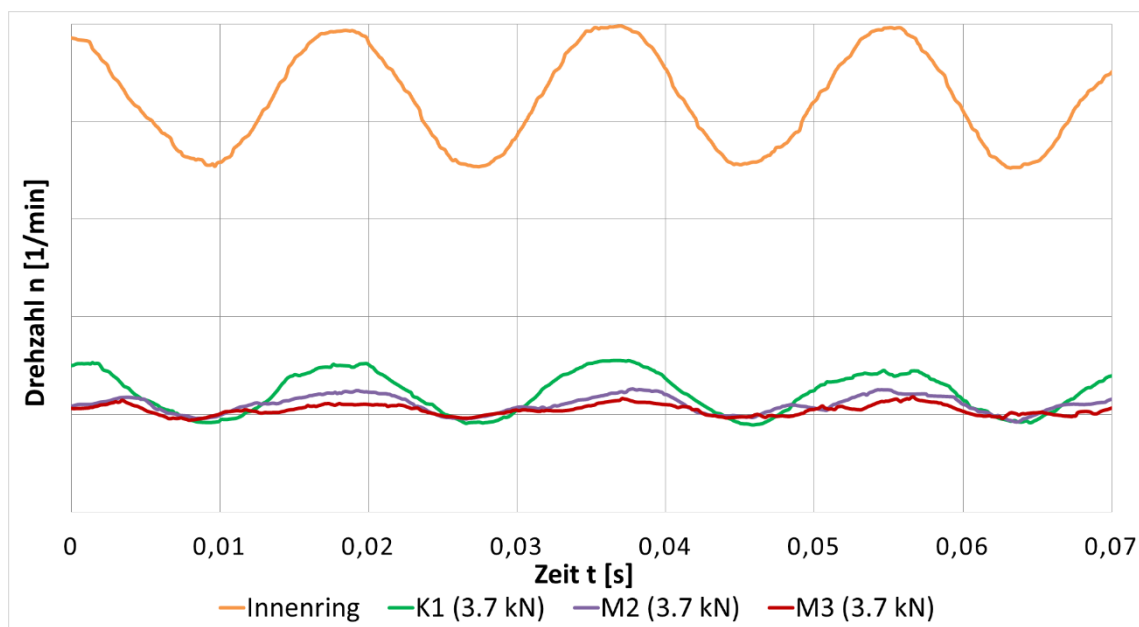


Abbildung 50: Mithilfe der Hochgeschwindigkeitskamera gemessene Drehgeschwindigkeit unter niedriger Radiallastphase $F_r = 3,7 \text{ kN}$ mit einer überlagerten Drehdynamik

Die Käfigschwingungen können mithilfe der Fouriertransformation unter Verwendung eines *FFT*-Algorithmus in ihre Frequenzteile zerlegt und somit analysiert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass bei einer kleinen Radiallast von $F_r = 3,7 \text{ kN}$ die Varianten M2 und M3 einen großen Käfigdrehzahlabfall aufweisen. Beide Käfige konnten der dynamischen Bewegung der Prüfwelle nicht hinreichend folgen. Dies zeigt sich in der Phasenverschiebung und der verkleinerten Amplitude der gemessenen gegenüber der kinematischen Käfigdrehzahl.

Im Gegensatz dazu trat für die Variante K1 eine sehr geringe Phasenverschiebung und sehr kleine Amplitudendämpfung auf. Ein geringeres Betriebsspiel und kleinere Massenträgheit der Variante K1 führen zu einem geringeren Käfigschlupf ($\sim < 1 \%$) sowohl unter konstanter Antriebsdrehzahl als auch unter einer überlagerten Drehdynamik.

In der Belastungsphase mit einer großen Radiallast von $F_r = 43 \text{ kN}$ mit überlagerter Drehbeschleunigung trat bei den untersuchten Lagervarianten kein Satzschlupf auf.

5.1.2 Schlupfverhalten des Wälzkörpers

In Abbildung 51 und Abbildung 52 sind die Ergebnisse von Untersuchungen zum Einfluss des Betriebsspiels (Δs) und der Massenträgheit (J) des Käfigs auf die Wälzkörperdrehzahl (n_{WK}) dargestellt. Die Diagramme zeigen die Wälzkörperdrehzahlen der Lagervarianten K1, M2 und M3 im Dauerversuch unter zwei statischen Laststufen ($F_r = 3,7 \text{ kN}$ und 43 kN) bei einer konstanten Antriebsdrehzahl von $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$.

Bei der hohen Radiallast $F_r = 43 \text{ kN}$ besitzen alle drei Lagerkonfigurationen in Lastzonen nahezu kinematische Wälzkörperdrehzahl (schlupffrei). Ihre Wälzkörperdrehzahl fällt erst in Lastzonen bei einer niedrigen Lastphase von $F_r = 3,7 \text{ kN}$ ab. Obwohl die Lagerkonfiguration K1 mit geringem Käfigschlupf behaftet ist, zeigt sie einen größeren Drehzahlabfall in Lastzonen als die Lagerkonfigurationen M2 und M3. Besonders der Drehzahlabfall in Lastzonen vor dem Auslauf nach Abbildung 52 ist deutlich zu erkennen.

Im Vergleich zu den Varianten M3 und M2 (Messingkäfig mit größerem Betriebsspiel Δs_3 und Δs_2) ergibt sich für die Variante K1 (Kunststoffkäfig mit kleinem Betriebsspiel Δs_1) eine größere Belastungszonenbreite (ψ) sowohl in der niedrigen als auch hohen Radiallast, vgl. Abbildung 51 und Abbildung 52.

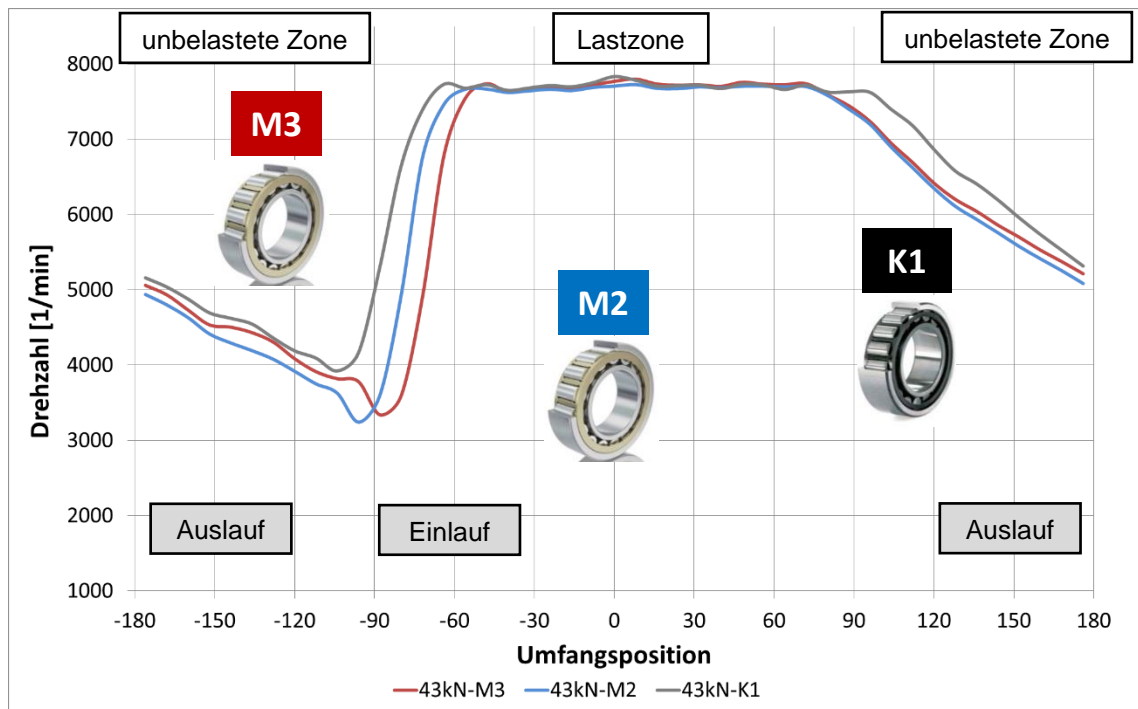


Abbildung 51: Einfluss des Betriebsspiels und der Käfigmassenträgheit auf die Wälzkörperdrehzahl unter hoher Last $F_r = 43 \text{ kN}$ und Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

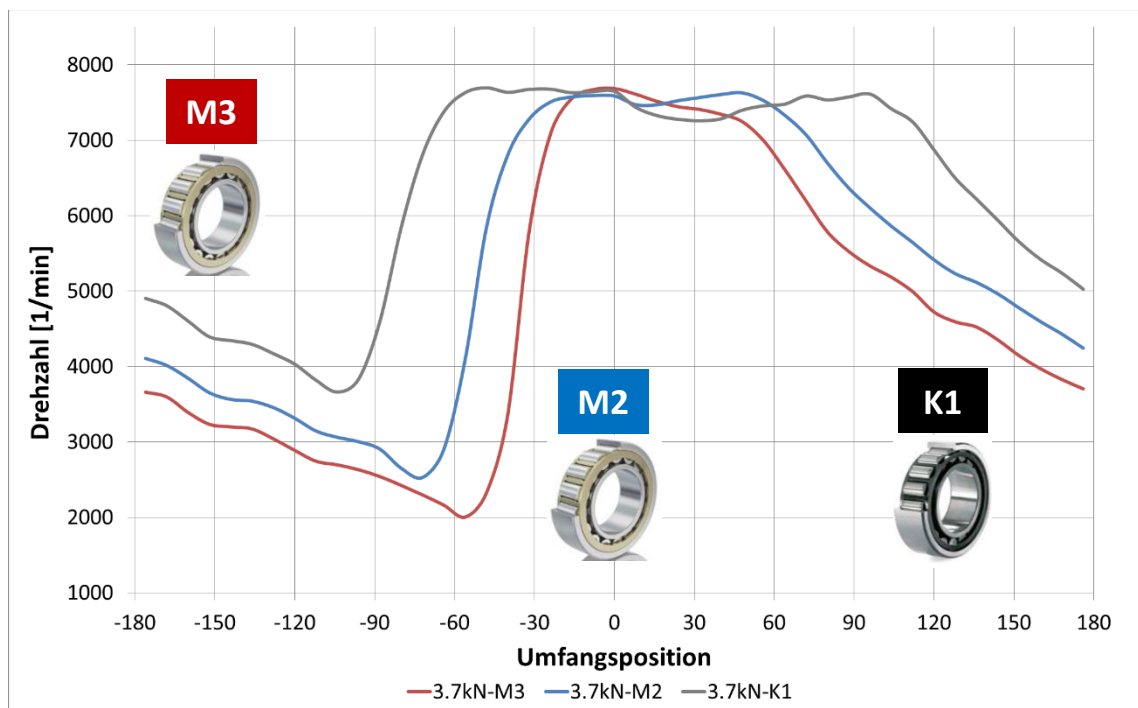


Abbildung 52: Einfluss des Betriebsspiels und der Käfigmassenträgheit auf die Wälzkörperdrehzahl unter niedriger Last $F_r = 3,7 \text{ kN}$ und Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

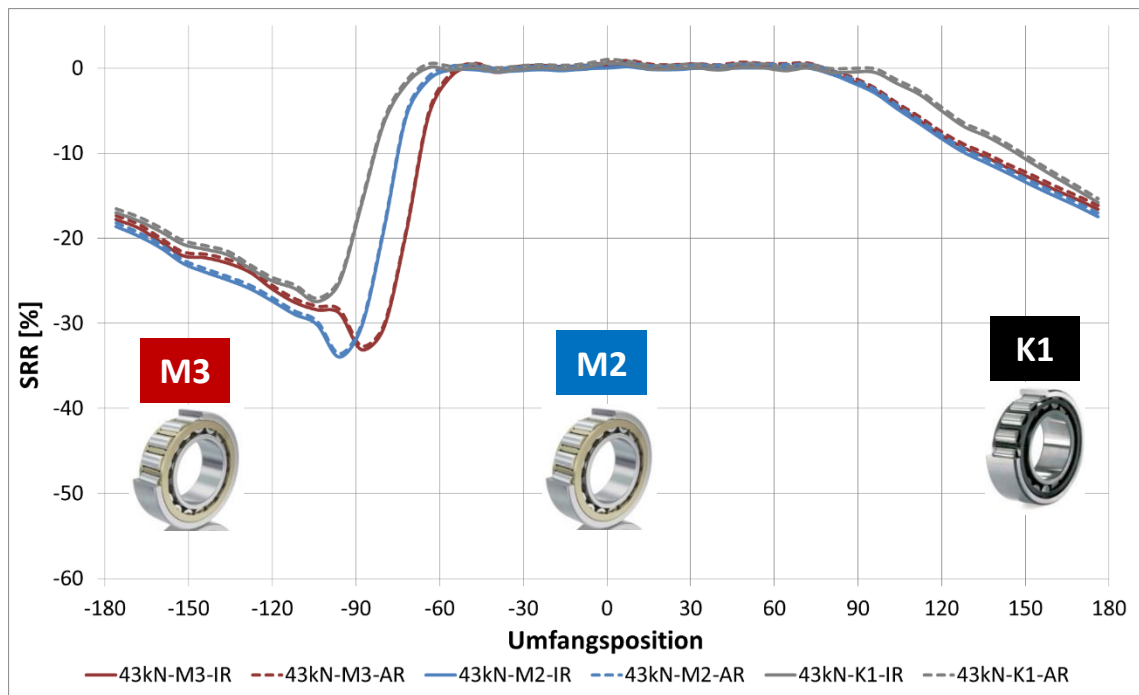


Abbildung 53: Einfluss des Betriebsspiels und der Käfigmassenträgheit auf den Wälzkörperschlupf (SRR) unter hoher Last $F_r = 43 \text{ kN}$ und Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

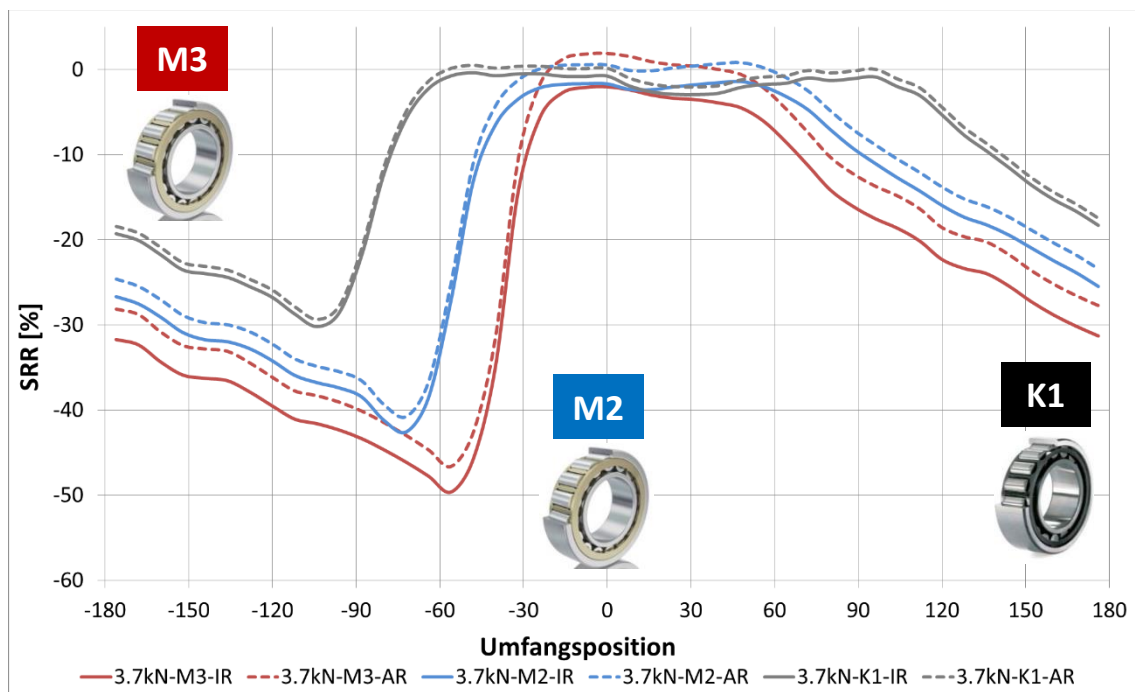


Abbildung 54: Einfluss des Betriebsspiels und der Käfigmassenträgheit auf den Wälzkörperschlupf (SRR) unter niedriger Last $F_r = 3,7 \text{ kN}$ und Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

Wälzkörperschlupf (SRR) ergibt sich aus der gemessenen Wellen-, Käfig- und Wälzkörperdrehzahl, vgl. Gl. (2.38) und (2.39). Die SRR-Größen auf dem Innen- und Außenring sind immer nahezu identisch, wenn der Käfig nicht Schlupf behaftet ist, vgl. alle Lagerkonfigurationen in Abbildung 53 und Abbildung 54.

Ein zunehmender Käfigschlupf durch zunehmendes Betriebsspiel (Δs) oder wachsende Massenträgheit (J) des Käfigs führt zu einem ansteigenden Wälzkörperschlupf (SRR), am Innenring (IR) mehr als am Außenring (AR). Die SRR-Größe am Innenring nimmt in negativer Richtung zu, vgl. Lagerkonfigurationen M2 und M3 in Abbildung 54. Diese Verhältnisse gelten sowohl in belasteten als auch in unbelasteten Zonen.

In der niedrigen Laststufe weist die Lagerkonfiguration K1 nach Abbildung 54 ein identisches Schlupfverhalten des Wälzkörpers auf dem Innen- und Außenring sowie eine größere wälzkörperschlupfbehaftete Belastungszonenbreite als die Lagerkonfiguration M2 und M3 auf.

5.2 Einfluss der dynamischen Drehbeschleunigung

Einflüsse der Drehdynamik auf das Käfigschlupfverhalten wurden bereits in Abbildung 49 dargestellt. Dabei dreht der Antriebsmotor mit $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ und der die Torsion aufzwingende Servomotor prägt eine Amplitude von $n_s = 350 \text{ min}^{-1}$ (dynamisch) mit einer vorgegebenen Drehfrequenz von ca. 55 Hz auf.

Der Einfluss der Drehdynamik auf das Schlupfverhalten des Wälzkörpers wird anhand der SRR-Größe und der Gleitgeschwindigkeit (Δv) dargestellt. Abbildung 55 und Abbildung 56 zeigen exemplarisch den Schlupfzustand (SRR) und die Gleitgeschwindigkeit (Δv) der Wälzkörper am Innen- und Außenring der Lagerkonfiguration M3 bei niedriger Radiallastphase $F_r = 3,7 \text{ kN}$ unter statischer Drehzahl und dynamisch überlagerter Drehbeschleunigung.

Die Gleitgeschwindigkeit (Δv) ergibt sich aus der gemessenen Wellen-, Käfig- und Wälzkörperdrehzahl mithilfe der Gl. (2.30) und (2.34). Im Vergleich zum Schlupfverhalten mit konstanter Antriebsdrehzahl wies die Variante M3 unter überlagerter Drehdynamik am Innenring höhere SRR-Werte bzw. Gleitgeschwindigkeiten (Δv) auf.

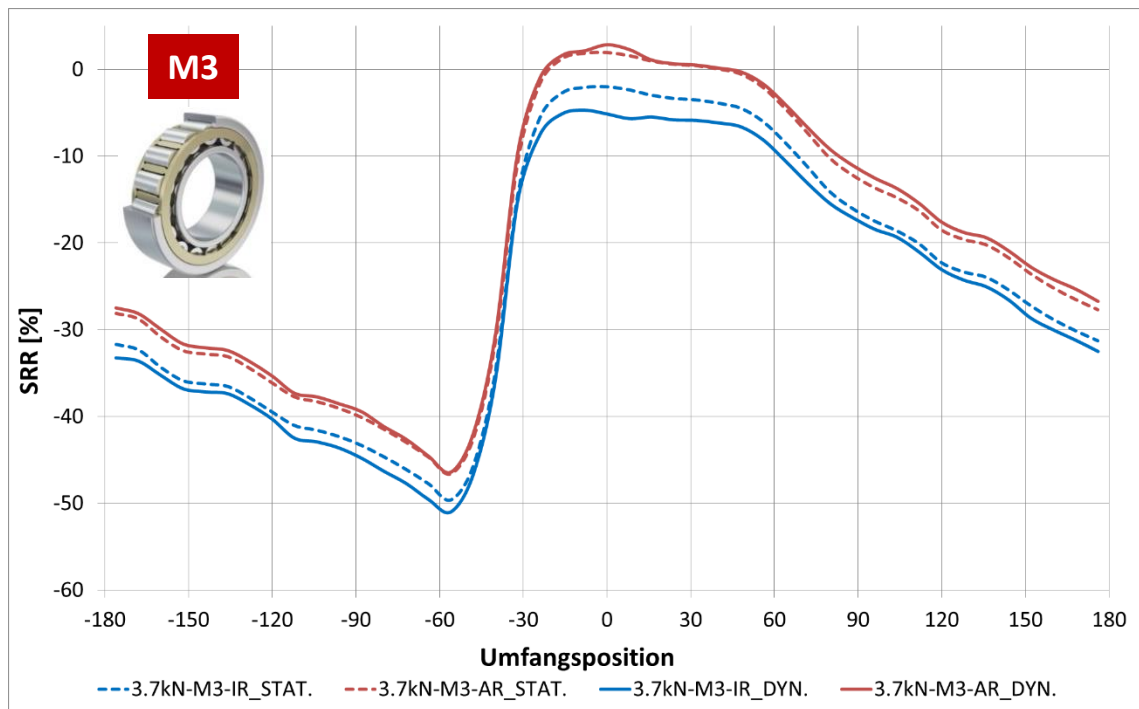


Abbildung 55: Einfluss der dynamischen Drehbeschleunigung auf die Schlupfgröße (SRR) unter niedriger Last $F_r = 3,7$ kN

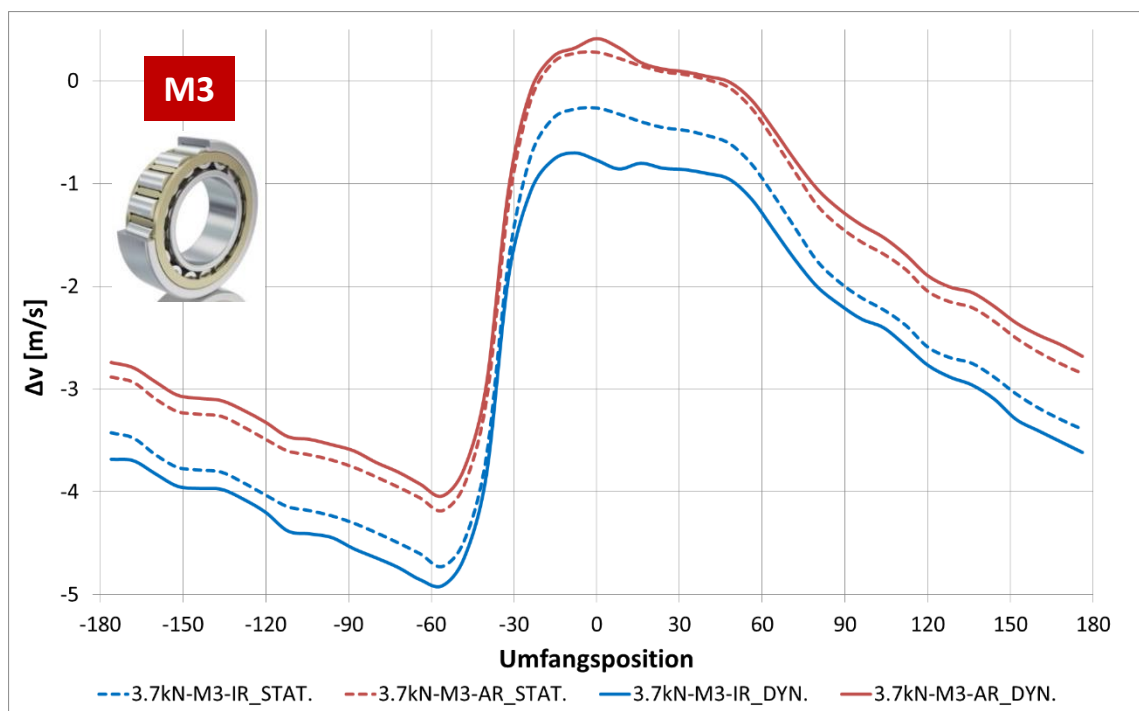


Abbildung 56: Einfluss der dynamischen Drehbeschleunigung auf die Gleitgeschwindigkeit (Δv) unter niedriger Last $F_r = 3,7$ kN

Die aufgebrachte drehdynamische Schwingung zeigte im Gegensatz dazu einen geringen Einfluss auf das Schlupfverhalten des Wälzkörpers an Lastzonen des Außenrings. Die überlagerte Drehdynamik zeigte darüber hinaus einen geringen Einfluss auf die Breite der Lastzonen des Lagers, vgl. Abbildung 55 und Abbildung 56. Dies gilt für hohe und niedrige Radiallastphase.

Bei den weiteren Messungen mit dem reduzierten Betriebsspiel (Δs) bzw. kleineren Käfigschlupf (Variante M2 und K1) wiesen die Gleitgeschwindigkeiten (Δv) und die Wälzkörperschlupfwerte (SRR) am Innenring kleinere Amplituden als die Variante M3 auf.

Für die hohe Radiallast $F_r = 43 \text{ kN}$ traten in den belasteten Zonen sehr geringe Gleitgeschwindigkeiten ($\Delta v \approx 0 \text{ m/s}$) und SRR-Größen ($\text{SRR} \approx 0 \text{ m/s}$) auf, obwohl das Lager mit der überlagerten Drehdynamik angetrieben wurde.

5.3 Einfluss der Radiallasten

Der Einfluss der verschiedenen Radiallaststufen auf das Schlupfverhalten des Käfigs unter konstanter Innenringdrehzahl n_A für Variante K1, M2 und M3 wurde in Abbildung 48 bei den Lastrampenversuchen indirekt aufgezeigt. Die Messungen wurden unter gleicher Ölmenge von $\dot{V} = 2 \text{ l/min}$ pro Lager und konstanter Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Der Radiallasteinfluss (3,7 kN, 6 kN, 12 kN und 43 kN) auf die Lastzonenbreite und das Schlupfverhalten des Wälzkörpers für die einzelnen Lagerkonfigurationen ist in Abbildung 57 bis Abbildung 59 dargestellt.

Die Diagramme zeigen, dass die Lastzonenbreite am Außenring der Varianten M3 und M2 von den vorgegebenen Radiallasten deutlich abhängig ist. Die Lastzonenbreite der Variante K1 wird dagegen wenig von Radiallasten beeinflusst, obwohl die Radiallast bis auf $F_r = 3,7 \text{ kN}$ reduziert wird, vgl. Abbildung 59.

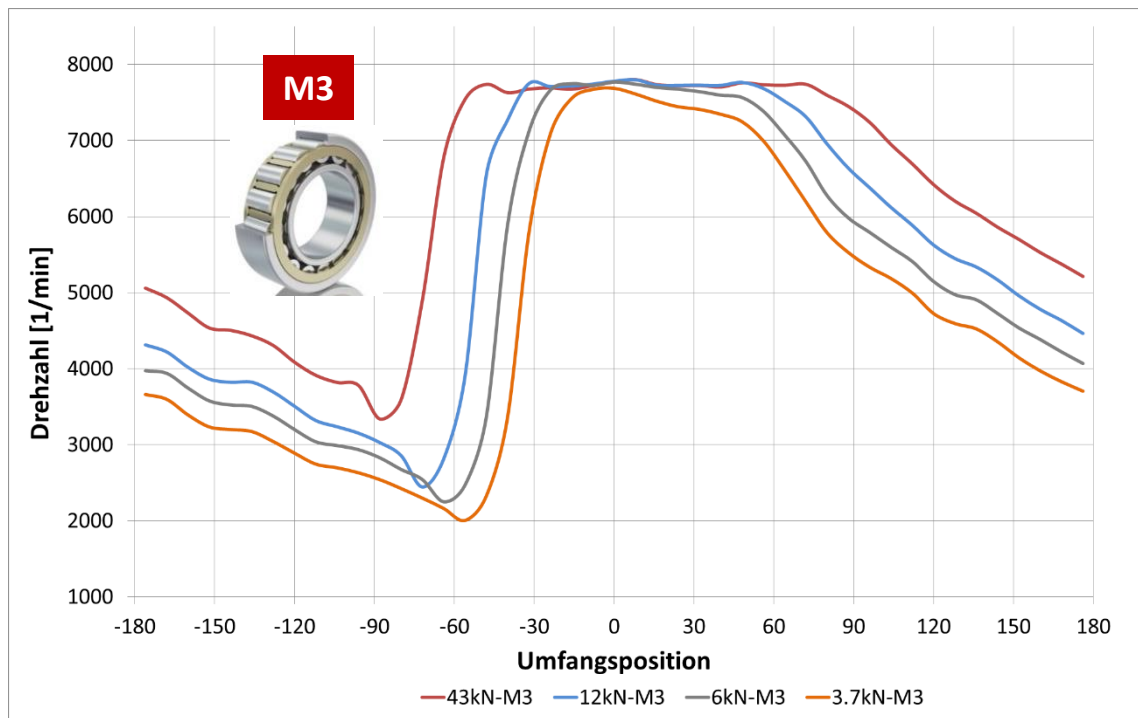


Abbildung 57: Einfluss der Radiallast auf das Geschwindigkeitsprofil eines Wälzkörpers für Variante M3 unter statischer Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

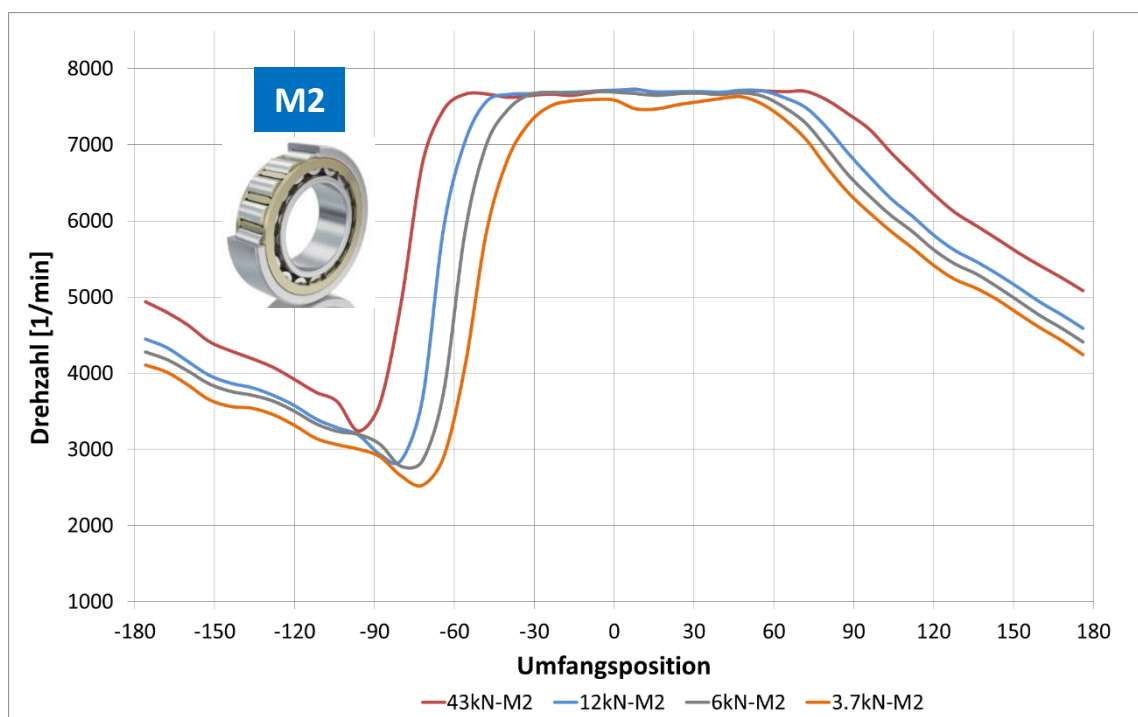


Abbildung 58: Einfluss der Radiallast auf das Geschwindigkeitsprofil eines Wälzkörpers für Variante M2 unter statischer Antriebsdrehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

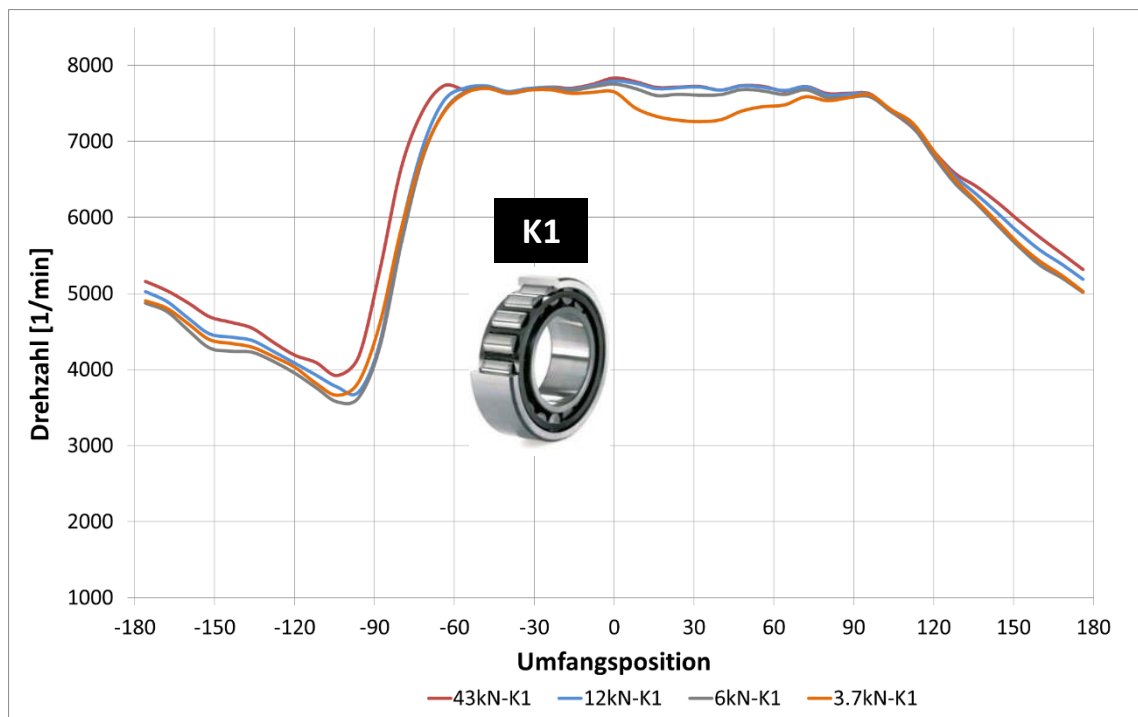


Abbildung 59: Einfluss der Radiallast auf das Geschwindigkeitsprofil eines Wälzkörpers für Variante K1 unter stat. Drehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$

5.4 Einfluss der zugeführten Ölmenge

Der Einfluss der zugeführten Ölmenge auf das Schlupfverhalten des Käfigs ist in Abbildung 60 für Lagerkonfiguration M3 dargestellt. Die Messungen wurden exemplarisch bei Ölmengen von $\dot{V} = 2 \text{ l/min}$ und $\dot{V} = 1 \text{ l/min}$ bei einer konstanten Antriebsdrehzahl von $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Dabei wurde die zugeführte Öltemperatur konstant bei $\vartheta = 70 \text{ °C}$ gehalten.

Es zeigt sich, dass die Käfigdrehzahl bereits bei einer relativen Radialkraft von $F_r = 38\%$ für beide Ölmengen abfällt. Bei relativen Lasten kleiner 30% zeigt sich ein stärkerer Abfall der Käfigdrehzahl, wobei die größere Ölmenge 2 l/min den Käfig stark abbremst.

Der Einfluss der zugeführten Ölmenge auf das Schlupfverhalten eines Wälzkörpers in der niedrigen Radiallastphase $F_r = 3,7 \text{ kN}$ ist in Abbildung 61 dargestellt. Deutlich erkennbar ist der Einfluss der Ölmenge auf das Schlupfverhalten des Wälzkörpers ausschließlich in der unbelasteten Zone, wobei größere Ölmengen größeren Drehzahlabfall nach sich ziehen. Dies gilt sowohl für niedrige als auch hohe Radiallast.

Für die Dauerversuche wurde generell ein Öldrucksatz von $\dot{V} = 2 \text{ l/min}$ eingestellt, um gezielt einen erhöhten Satzschlupf bzw. hohe Reibenergie auf dem Lagerring zu erreichen. In diesem Schmierungszustand sollte darüber hinaus keine Mischreibung mehr am Lager auftreten.

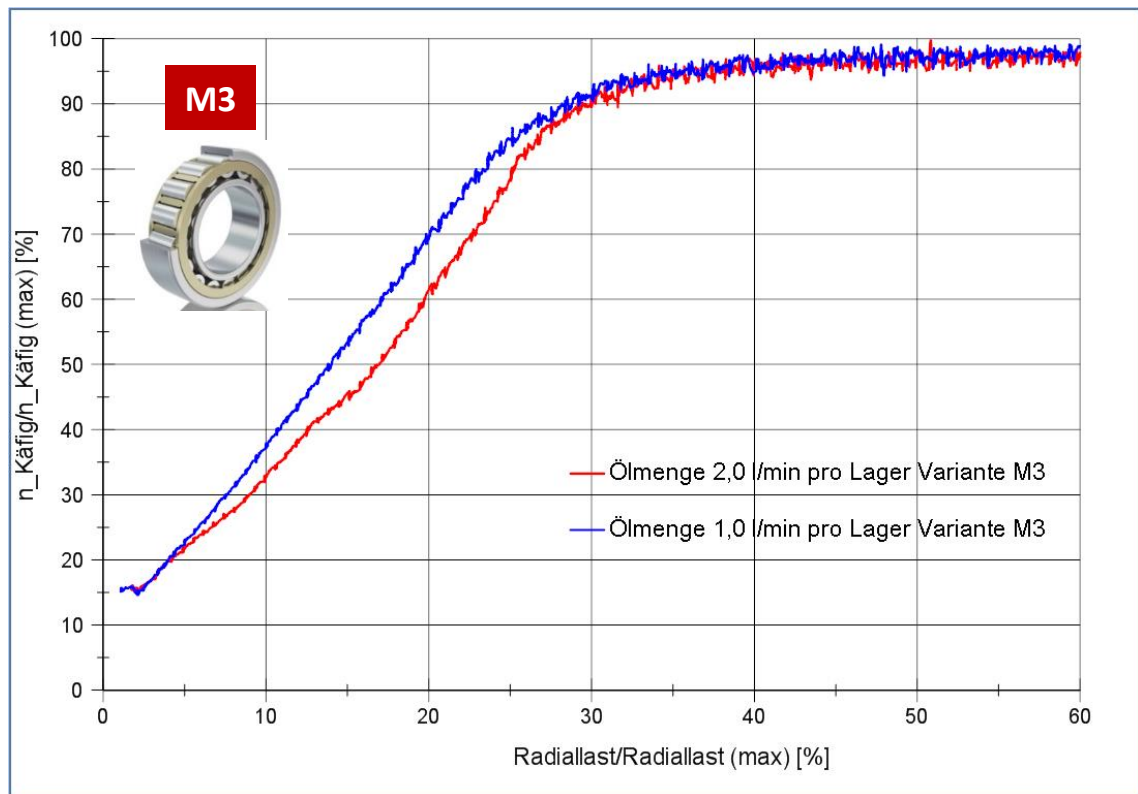


Abbildung 60: Einfluss der zugeführten Ölmenge $\dot{V} = 1$ und 2 l/min in niedrigen Radiallaststufen und stat. Drehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ auf den Käfigschlupf

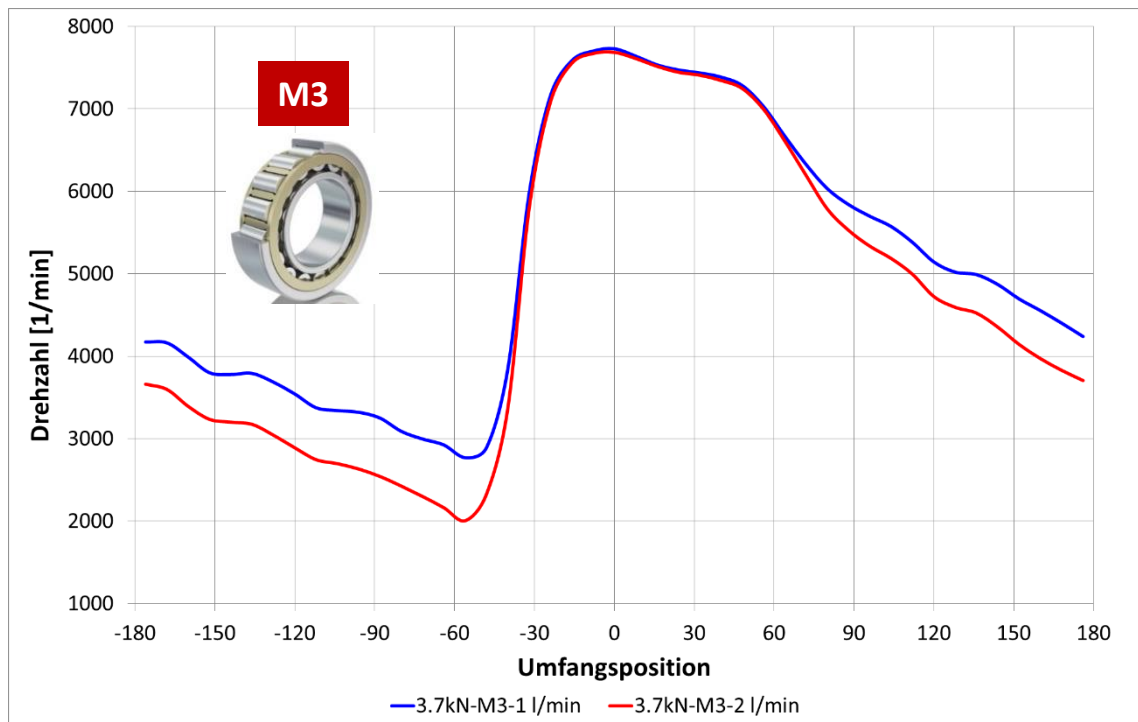


Abbildung 61: Einfluss der zugeführten Ölmenge $\dot{V} = 1$ und 2 l/min unter niedriger Radiallast $F_r = 3,7 \text{ kN}$ und stat. Drehzahl $n_A = 2600 \text{ min}^{-1}$ auf den Wälzkörperschlupf

5.5 Einfluss der Versuchsdauer

Das Schlupfverhalten des Wälzkörpers und des Käfigs wurde mit Hilfe programmierter Software „MATLAB“ automatisch ausgewertet. Die Messgrößen wurden mit einer hohen Abtastrate von 10 kHz ermittelt. Um große Datenmengen zu reduzieren, wurden die Messgrößen in einem bestimmten Zeitintervall gespeichert. In Abbildung 62 und Abbildung 63 sind exemplarisch die gemittelten Wälzkörperdrehzahlen nach unterschiedlichen Prüfzeiten (24, 70, 170, 340 und 500 Stunden) dargestellt. Sie wurden im Dauerversuch der Lagervariante M3 aufgenommen.

Das Schlupfverhalten der Wälzkörper und des Käfigs sowie die Breite der Lastzonen wurden von der Versuchsdauer nur sehr gering beeinflusst (Abweichung weniger als 1%). Dies gilt für den niedrig und hoch belasteten Radiallastzustand ($F_r = 3,7 \text{ kN}$ und $F_r = 43 \text{ kN}$).

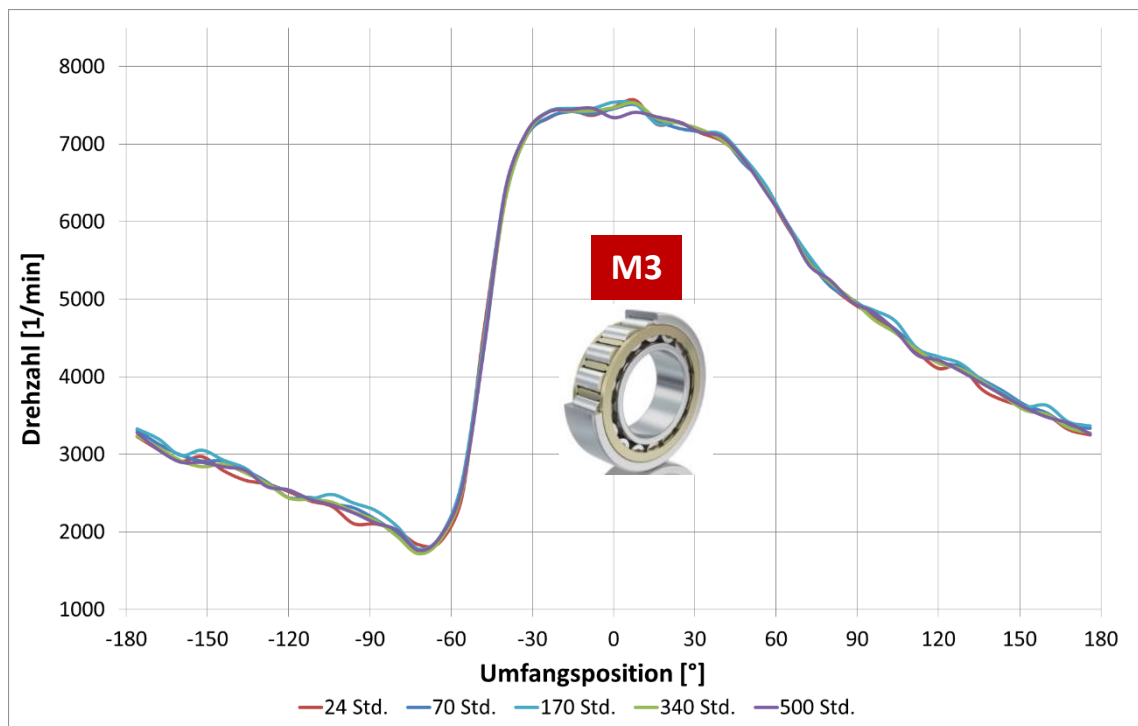


Abbildung 62: Einfluss der Versuchsdauer unter niedriger Radiallast $F_r = 3,7 \text{ kN}$ mit einer überlagerten dynamischen Drehbeschleunigung

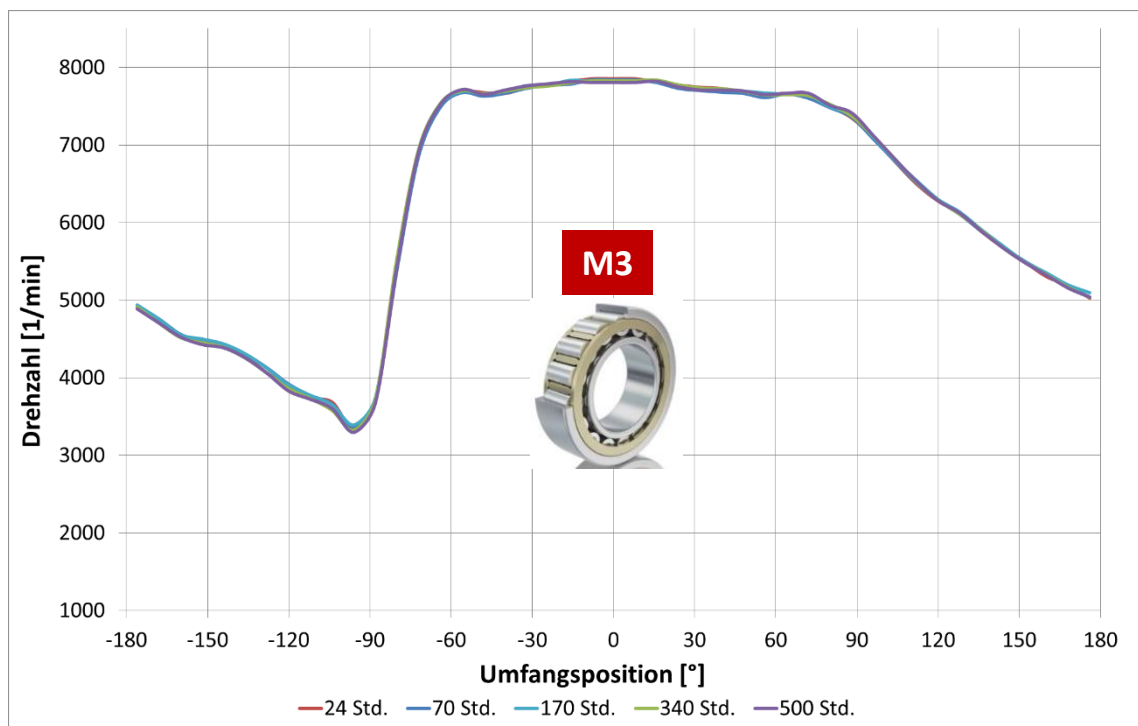


Abbildung 63: Einfluss der Versuchsdauer unter hoher Radiallast $F_r = 43 \text{ kN}$ mit einer überlagerten dynamischen Drehbeschleunigung

6 Kinematische Reibenergie-Akkumulation Prüflager NU215

Anhand der aus dem Lagerversuch resultierenden Gleitgeschwindigkeit (Δv) kann die kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) als WEC-Kennzahl zur Ortsbestimmung der WEC-Bildung dargestellt werden. Die Berechnung der kontaktmechanischen Lastverteilung $p(\beta)$ sowie die Bestimmung der halben Breite der Druckfläche $b(\beta)$ erfolgen mit der Software BEARINX. Sie werden nach der Betriebslagerluft (Δs) an den einzelnen Wälzkontakten bzw. Umfangspositionen β ermittelt und müssen hinsichtlich Gleitgeschwindigkeitswert (Δv) und Umfangsposition β exakt stimmen, damit eine realistische Reibenergie-Akkumulation berechnet werden kann.

Die Berechnung der kinematischen Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) des Innen- und Außenrings erfolgt jeweils mit Gl. (2.46) und (2.48). Die Betriebslagerluft (Δs) wurde unter Annahme eines allgemeinen Temperaturunterschiedes zwischen Innen- und Außenring von $\Delta\vartheta = 10\text{ °C}$ bestimmt.

6.1 Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante K1

Abbildung 64 stellt die Gleitgeschwindigkeit des Wälzkörpers an Innen- und Außenring des Lagertyps NU215-Variante K1 dar. Dabei fällt zunächst auf, dass sich die Breite der Belastungszone für hohe- und niedrige Last mit $\psi(43\text{ kN}) = 165^\circ$ und $\psi(3,7\text{ kN}) = 160^\circ$ kaum verändert.

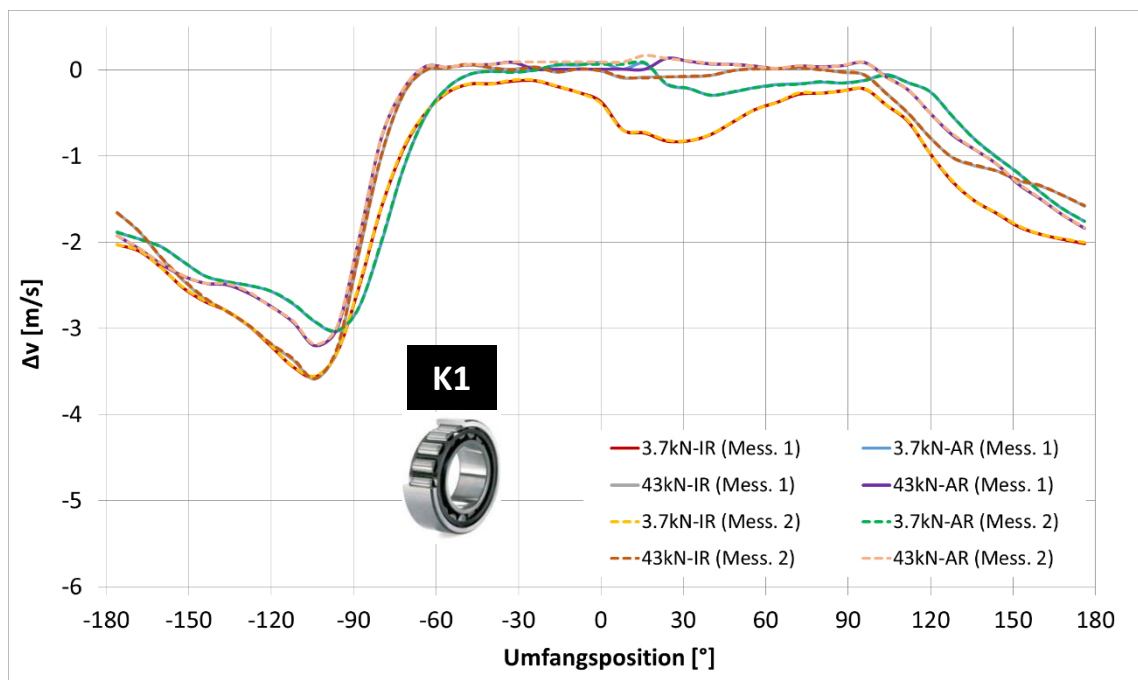


Abbildung 64: Gemittelte Gleitgeschwindigkeit (Δv) am Innen- und Außenring der Variante K1 unter drehdynamischer Beschleunigung

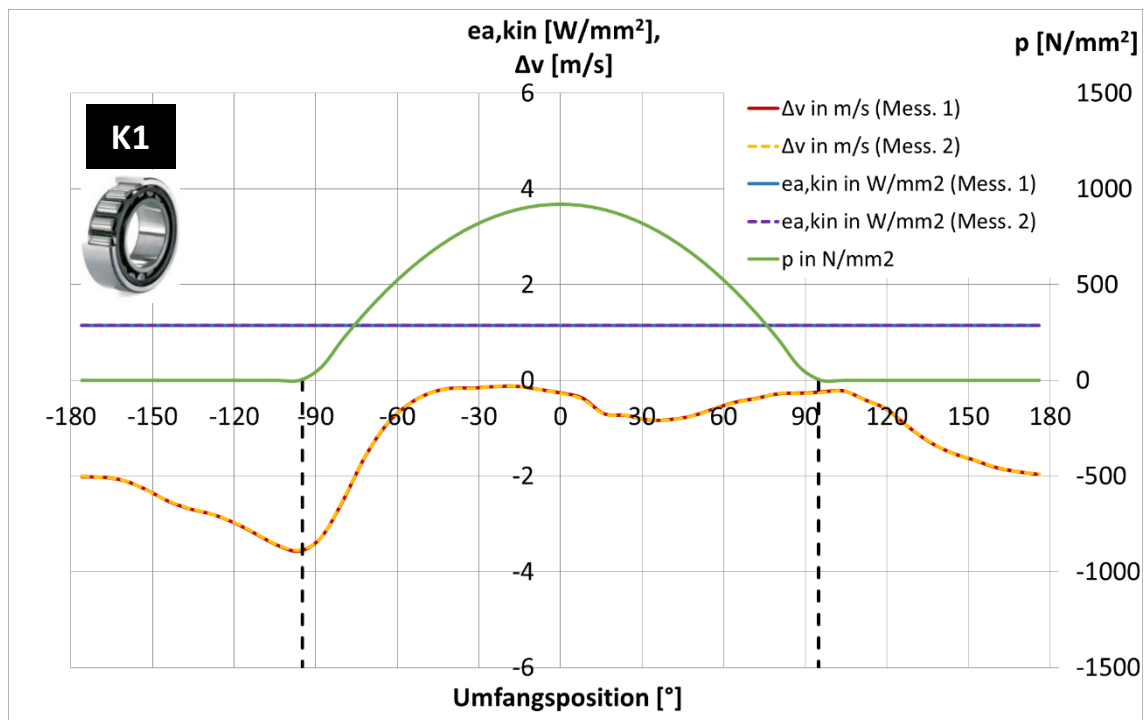


Abbildung 65: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Innenring der Variante K1 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

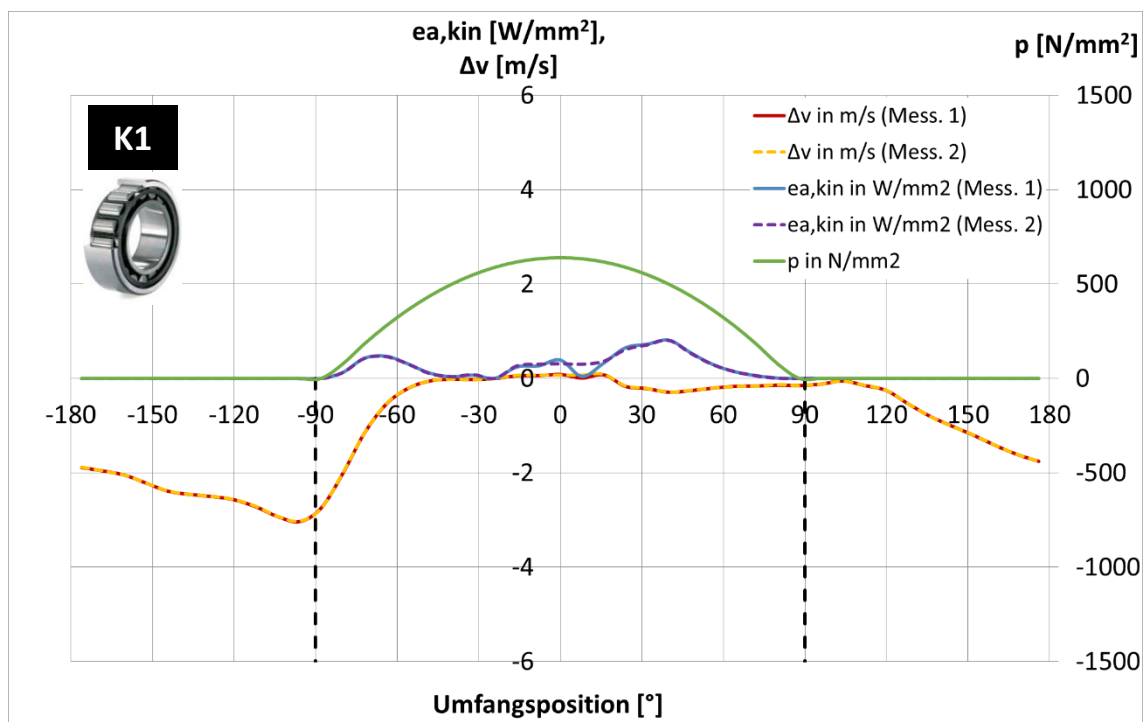


Abbildung 66: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Außenring der Variante K1 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

Die in Abbildung 64, Abbildung 67 und Abbildung 70 dargestellten Gleitgeschwindigkeiten sind Mittelwerte der resultierenden Gleitgeschwindigkeit (Δv) aus mehreren Lagerumdrehungen.

Die ermittelte kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin,AR}$) am Außenring der Variante K1 aus Abbildung 66 zeigt, dass die möglichen WEC Bereiche für eine niedrige Lastphase ($F_r = 3,7 \text{ kN}$) an der Umfangsposition (-72° bis -48° am Einlauf) und ($+24^\circ$ bis $+60^\circ$ am Auslauf) liegen. Der umfangbelastete Innenring hatte eine kinematische Reibenergie-Akkumulation von $e_{a,kin,IR} = 1,196 \text{ W/mm}^2$. Sie ergibt sich aus der Integration $e_{a,kin}$ der einzelnen Wälzkontakte i , vgl. Gl. 2.48.

6.2 Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante M2

Bei der käfigschlupfbehafteten Lagerkonfiguration M2 unter niedriger Laststufe ($F_r = 3,7 \text{ kN}$) ist die Gleitgeschwindigkeit (Δv) des Wälzkörpers am Innenring in negative Richtung größer als am Außenring, vgl. (Abbildung 67).

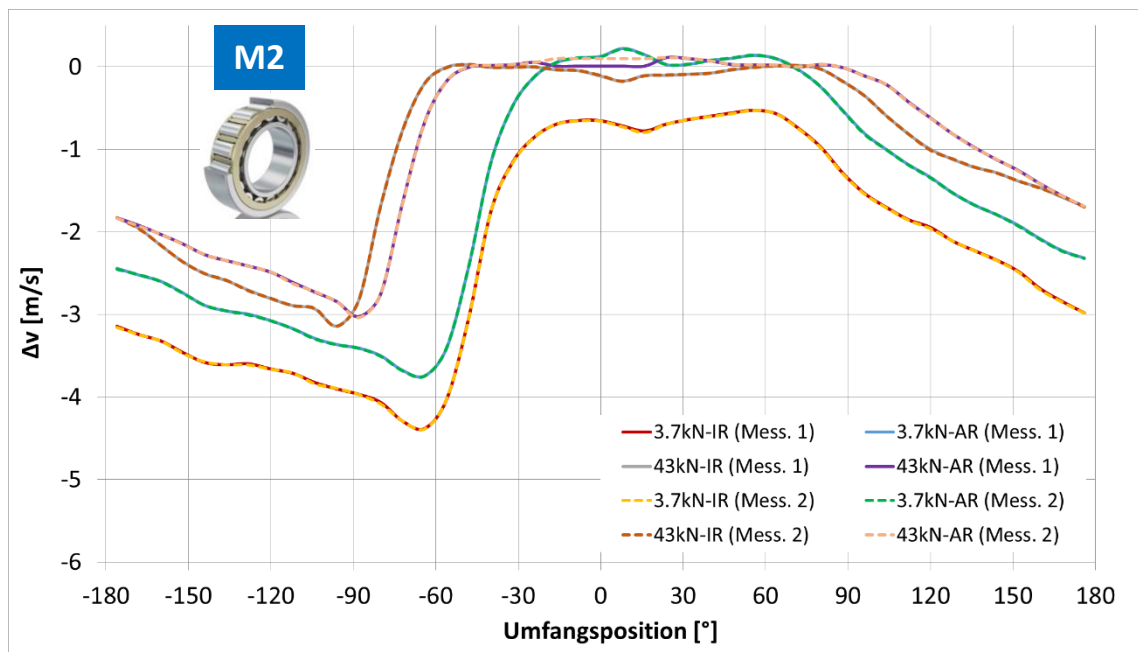


Abbildung 67: Gemittelte Gleitgeschwindigkeit (Δv) am Innen- und Außenring der Variante M2 unter drehdynamischer Beschleunigung

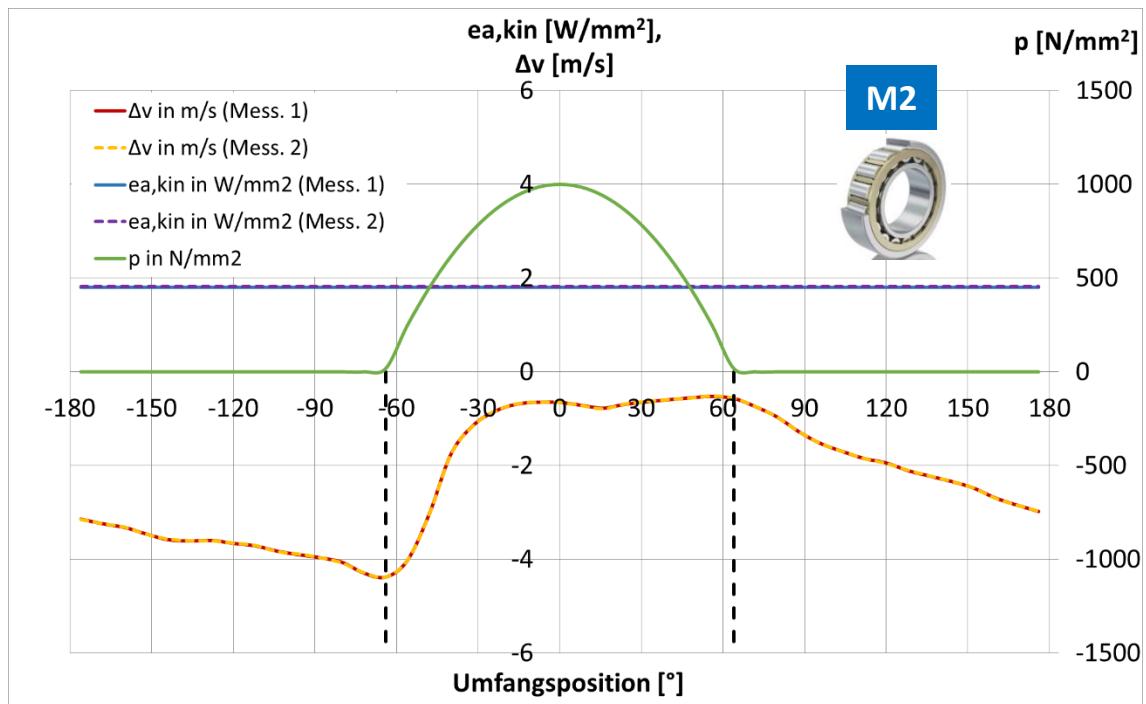


Abbildung 68: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Innenring der Variante M2 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

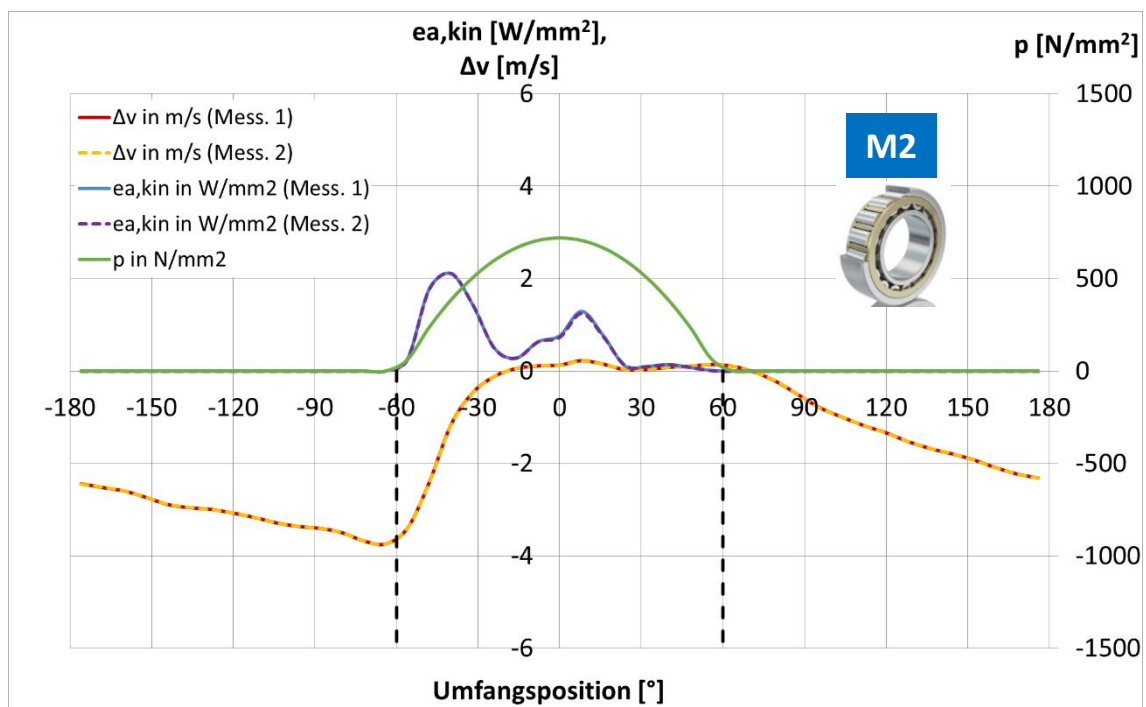


Abbildung 69: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Außenring der Variante M2 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

Die WEC-kritischen Bereiche des Außenrings nach dem WEC-Parameter $e_{a,kin,AR}$ liegen an der Umfangsposition von $(-48^\circ \text{ bis } -32^\circ \text{ am Einlauf})$ und $(0^\circ \text{ bis } +16^\circ \text{ am Auslauf})$ für die niedrige Lastphase, vgl. Abbildung 69. Die kinematische Reibenergie-Akkumulation am Innenring ($e_{a,kin,IR}$) bei kleiner Laststufe ($F_r = 3,7 \text{ kN}$) steigt durch erhöhte Gleitgeschwindigkeit (Δv) mit $e_{a,kin,IR} = 1,804 \text{ W/mm}^2$ am Innenring an, vgl. Abbildung 68.

Die Lastzonenbreite (ψ) des Lagertyps NU215-Variante M2 nach experimenteller Wälzlagerdrehzahlmessung (n_{WK}) bzw. Gleitgeschwindigkeit (Δv) stimmt dabei unter der niedrigen Last ($F_r = 3,7 \text{ kN}$) mit den Lastverteilungen (p) nach BEARINX überein.

6.3 Kinematische Reibenergie-Akkumulation der Variante M3

Aus den gesamten gemessenen Lagerkonfigurationen zeigte die NU215-Variante M3 mit großem Käfigschlupf die höchste Gleitgeschwindigkeit (Δv) des Wälzkörpers am Innenring, vgl. Abbildung 70. Die negative Gleitgeschwindigkeit (Δv) nach Gl. (2.30) und (2.35) bedeutet, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers (v_{WK}) kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit des Außen- oder Innenrings (v_{AR} oder v_{IR}) ist.

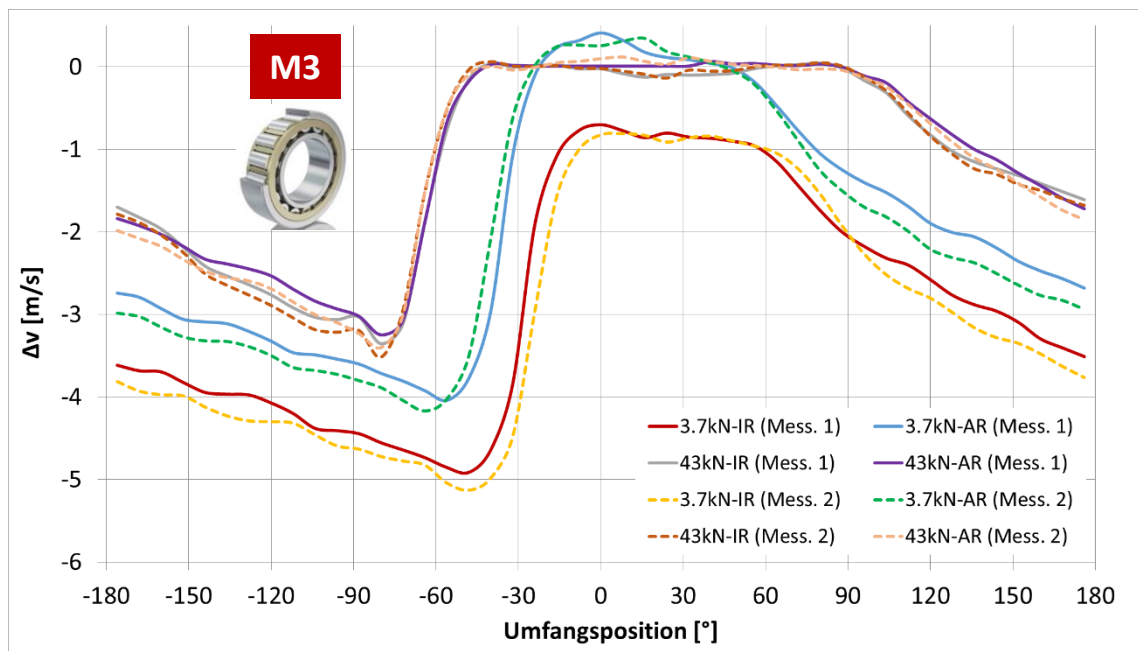


Abbildung 70: Gemittelte Gleitgeschwindigkeit (Δv) des Wälzkörpers am Innen- und Außenring der Variante M3 unter drehdynamischer Beschleunigung

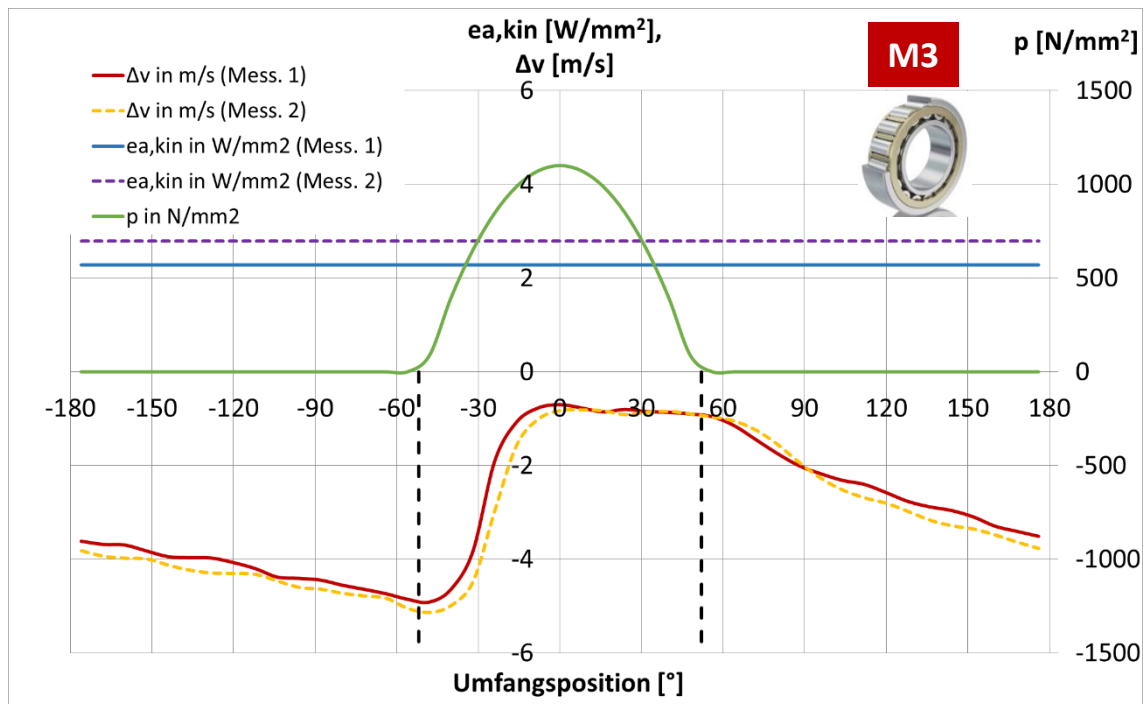


Abbildung 71: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Innenring der Variante M3 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

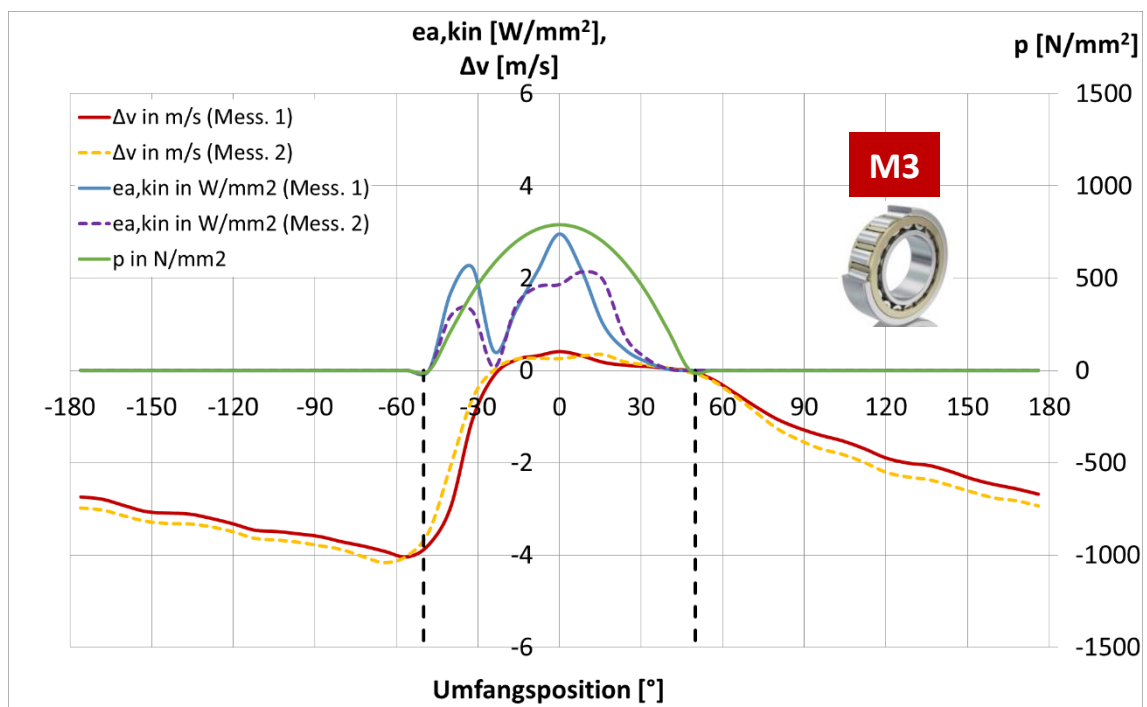


Abbildung 72: Kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) am Außenring der Variante M3 unter Radiallast $F_r = 3,7$ kN

Eine erhöhte Gleitgeschwindigkeit (Δv) am Innenring des Lagertyps NU215-Variante M3 ergibt eine deutlich steigende kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin,IR} = 2,3$ und $2,8 \text{ W/mm}^2$), vgl. Abbildung 71.

Die resultierenden kinematischen Reibenergie-Akkumulationen am Außenring ($e_{a,kin,AR}$) der Variante M3 weisen kleinere WEC-kritische Bereiche als Variante K1 und M2 auf, vgl. Abbildung 72.

Die Lastzonenbreite (ψ) des Lagertyps NU215-Variante M3 nach experimenteller Wälzlagerdrehzahlmessung (n_{WK}) bzw. resultierender Gleitgeschwindigkeit (Δv) unter der niedrigen Last ($F_r = 3,7 \text{ kN}$) stimmt mit den Lastverteilungen nach BEARINX weitestgehend überein.

7 Metallographische Charakterisierung

Um die Schadensursache und den Entstehungsmechanismus der WEC/WEA-Bildung besser zu verstehen, sind umfassende metallographische Untersuchungen erforderlich. Die Materialuntersuchungen der Prüflinge umfassen die Charakterisierung des Werkstoffzustandes und die Lagebestimmung der WECs/WEAs. Die Materialuntersuchungen im Rahmen dieser Arbeit bestehen aus Ultraschallaufnahmen, lichtmikroskopischen Aufnahmen nach einer Schliffpräparation sowie elektronenmikroskopischen Untersuchungen mit Rasterelektronenmikroskop (REM) und Elektronenrückstreuung (EBSD).

7.1 WEC-Voruntersuchung mit Ultraschall und lichtmikroskopische Aufnahme

Die zerstörungsfreie Lagebestimmung der WEC-Bildung erfolgt mithilfe eines Ultraschallscans. Der Lagerring wird in einer Halterung eingespannt und danach wird der volle Lagerumfang (0 bis 360°) unter Wasser vom Ultraschallprüfkopf eingescannt, vgl. Abbildung 73. Der Bereich mit WECs/Ir-WEAs erscheint im Ultraschallscan (UT-Scan) jeweils als violette Muster. Ein exemplarischer UT-Scan bis 25 MHz ist in Abbildung 74 dargestellt.

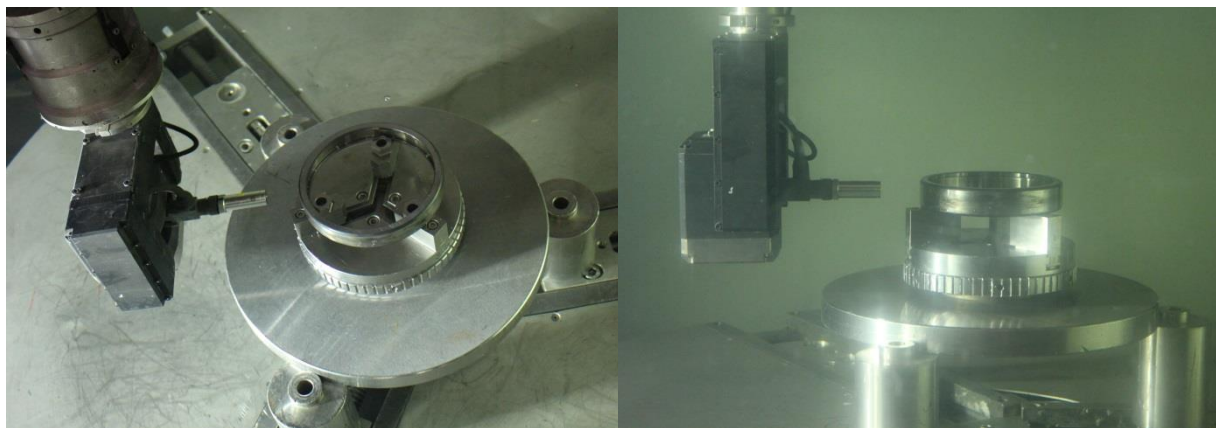


Abbildung 73: WEC-Voruntersuchung mit Ultraschall unter Wasser [Schaeffler]

Um eine qualitative Aussage treffen zu können, ob es sich bei den violett hinterlegten Bereichen tatsächlich um WEC-Bildung handelt, wird ein Quer- und Längsschliff zur Laufbahn durch die entsprechenden Bereiche präpariert.

Um auftretende Risse oder nichtmetallische Einschlüsse sichtbar zu machen, werden die polierten Schliffe ohne Ätzung mit dem Lichtmikroskop aufgenommen. Für die Untersuchung des Gefüges, werden die Schliffe mit Nital geätzt. Beispielhaft ist in Abbildung 75 durch eine lichtmikroskopische Aufnahme der Probe PLA-11 (Variante K1) die Gefügestruktur der oberflächennahen Bereiche des Lagers nach Ätzung mit Nital dargestellt. Der Bereich mit veränderter Gefügestruktur zeigt keine Reaktion mit dem Ätzmittel Nital und erscheint daher weiß.

7.1.1 WEC-Schadensbild an Außenring NU215-Variante K1

1. Lagerausfall (Probe: PLA-11)

Aus dem Dauerversuch zeigte sich ein erster Ausfall des Prüflagers NU215 mit Variante K1 (Probe PLA-11) nach 908 Stunden. Der Außenring wies vier Pittings am Auslauf der Lastzone auf (Umfangsposition: 0° bis $+10^\circ$).

Im Ultraschallscan zeigte der Außenring deutlich WEC typische Subsurface-Anzeigen über etwa 90° des Umfanges auf (-30° bis 0° am Einlauf und 0° bis $+60^\circ$ am Auslauf), innerhalb dieses Bereiches sind auf etwa 45° Umfangswinkel Anzeigen über die gesamte Laufbahnbreite vorhanden, vgl. Abbildung 74.

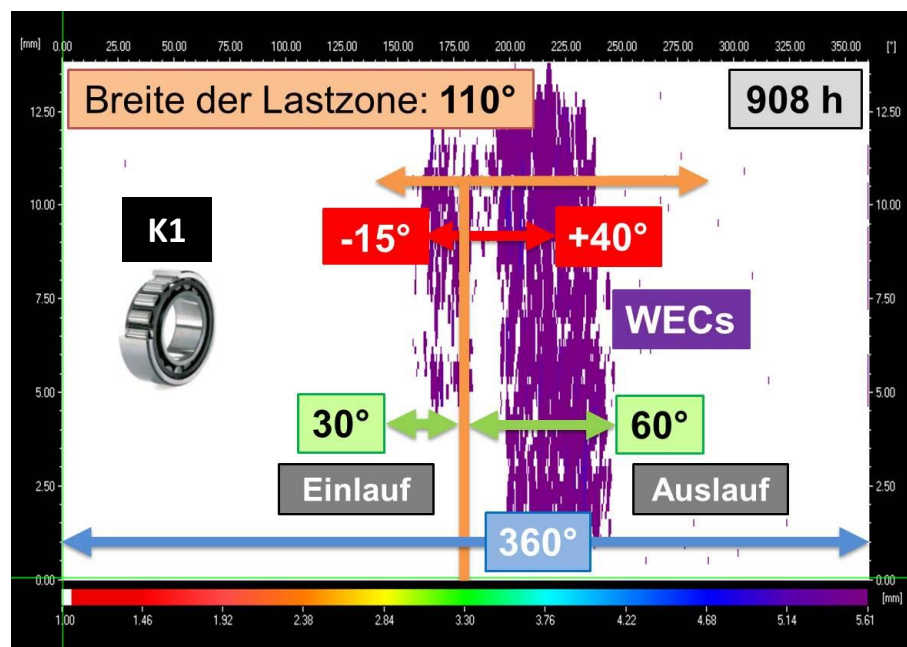


Abbildung 74: UT-Scan – AR-NU215 der Variante K1 (PLA-11)

Mittels REM wurde herausgearbeitet, dass alle Pittings aus der Tiefe kommen, ohne einen eindeutigen Schadensausgangspunkt aufzuweisen. Der Innenring und die Wälzkörper weisen keine Schädigung auf, vereinzelt sind Eindrücke des ausgebrochenen Pittingmaterials vom Außenring, sowie harter Partikel vorhanden.

Aus der metallographischen Untersuchung wurden am Außenring ausgeprägte WECs, sowohl im Bereich einzelner Pittings, als auch unter noch nicht geschädigter Oberfläche gefunden. Pittings traten im Bereich von etwa 0° bis $+10^\circ$ am Auslauf der Lastzone auf. Am Einlauf der Lastzone wurde nur WEC-Bildung ohne Pittingbildung gefunden. Die WECs liegen in einer Tiefe von 95 bis 460 μm unter der Oberfläche vor, vgl. Abbildung 75. Der Innenring ist frei von WECs.

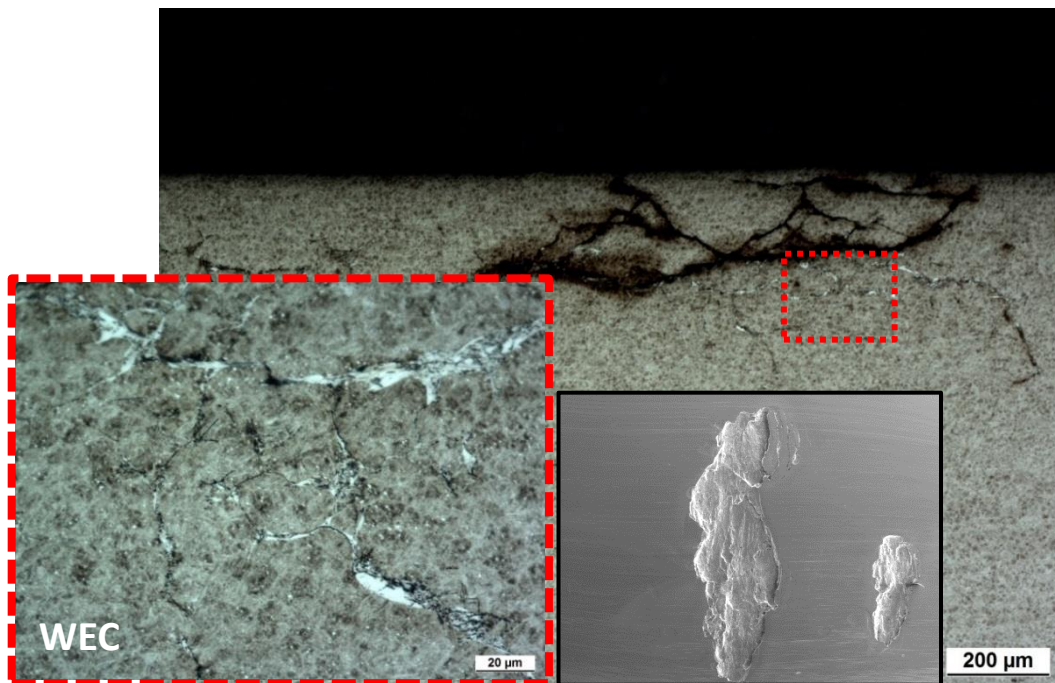


Abbildung 75: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs an AR (PLA-11)

2. Lagerausfall (Probe: PLA-11-2)

Der nächste Ausfall des Prüflagers NU215 mit Variante K1 (Probe PLA-11-2) trat nach der Laufzeit von 1625 Stunden auf. Im Ultraschallscan weist der Außenring zwei Bereiche mit WEC typischen Subsurface-Anzeigen auf (-40° bis -10° am Einlauf und $+10^\circ$ bis $+65^\circ$ am Auslauf), vgl. Abbildung 76.

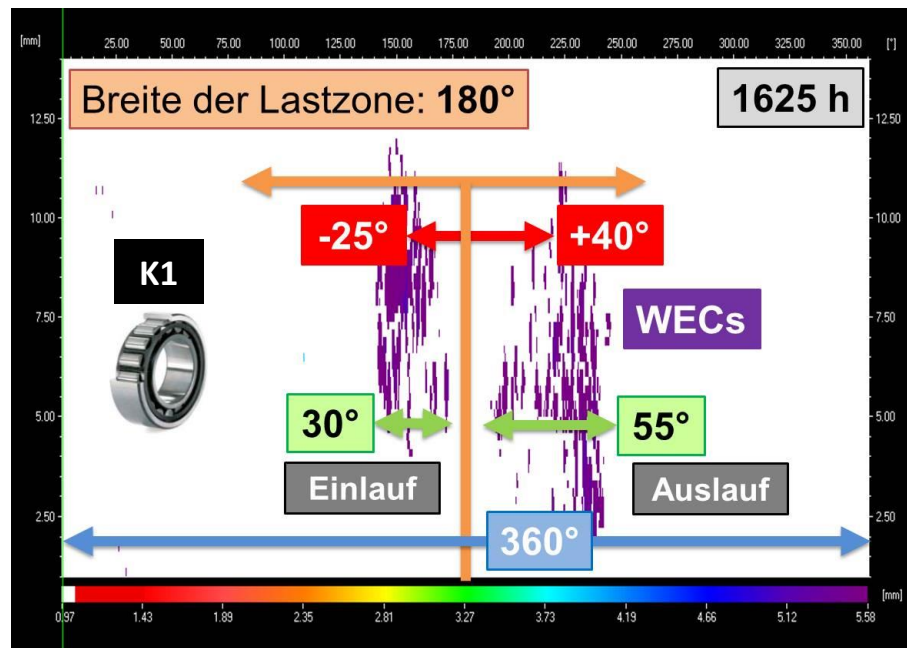


Abbildung 76: UT-Scan – AR-NU215 der Variante K1 (PLA-11-2)

Auf dem Außenring wurde ein Pitting am Auslauf (+55°) der Lastzone gefunden. Die Ergebnisse aus der REM-Aufnahme zeigen, dass das Pitting aus der Tiefe kommt, ohne einen eindeutigen Schadensausgangspunkt aufzuweisen.

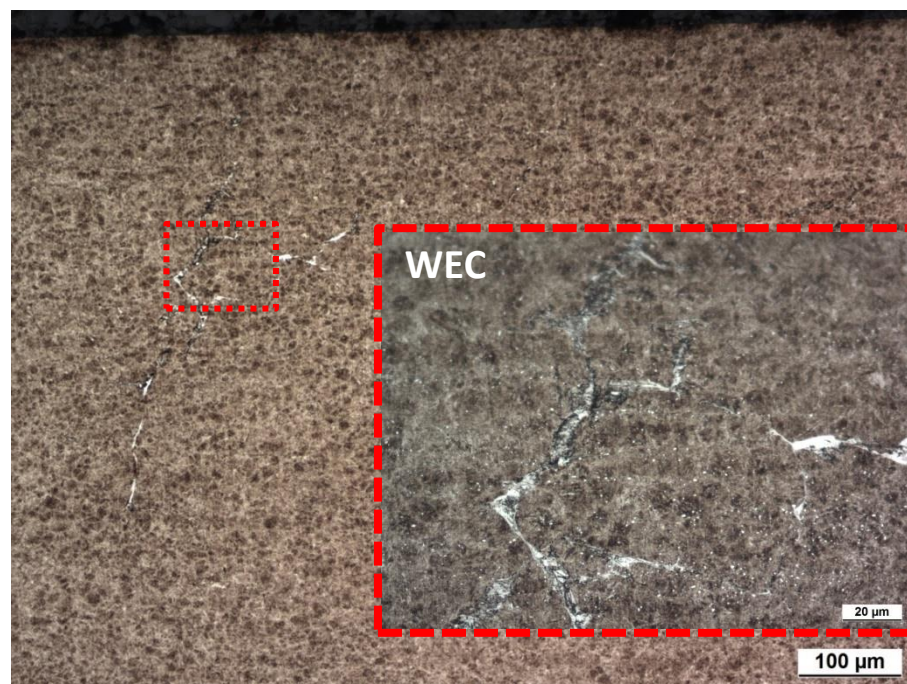


Abbildung 77: Umfangsschliff ohne Pitting mit WECs an AR (PLA-11-2)

Die metallographischen Ergebnisse bestätigen, dass die WECs sowohl unter dem Pitting als auch unter nicht geschädigter Oberfläche entstanden, vgl. Abbildung 77. Die WECs liegen in einer Tiefe von 100 bis 380 µm unter der Oberfläche. Der Innenring und die Wälzkörper besitzen keine WEC-Schäden sowie keine Gefügeveränderungen. In Tabelle 4 sind die gesamten WECs- und Pittingbildungen aus der Lagerkonfiguration K1 in einer Übersicht zusammengefasst.

Tabelle 4: Übersicht WECs- und Pittingbildungen des Lagertyps NU215-Variante K1

Probe	Laufzeit [h]	WEC-Bereiche nach UT-Scan			Tiefe der WECs [µm]	Anzahl und Lage des Pittings
		AR-Einlauf	AR-Auslauf	IR		
PLA-11	908	-30° – 0°	0° – +60°	-	95 – 460	3, (AR: 0° – +10°)
PLMA-11-2	1276	-65° – 25°	–	-	max. 520	1, (AR: -60°)
PLA-11-2	1625	-40° – -10°	+10° – +65°	-	100 – 380	1, (AR: -55°)
PLMA-11	2766	-45° – -20°	+55° – +65°	-	100 – 660	1, (AR: -35°)

7.1.2 WEC-Schadensbild an Außenring NU215-Variante M2

1. Lagerausfall (Probe: PLMA-11-3)

Beim Lagerversuch mit Lagertyp NU215-Variante M2 kam es zu einem ersten Ausfall nach 1449 Stunden. Der Außenring weist ein Pitting am Auslauf der Lastzone (+50°). Das Pitting kommt laut REM Analyse aus der Tiefe, ohne Hinweise auf einen nichtmetallischen Einschluss zu zeigen.

Im Ultraschallscan weist der Außenring einen kleinen Bereich mit WEC typischen Subsurface-Anzeigen (+40° bis +60° am Auslauf) auf, vgl. Abbildung 78. Auf dem Innenring wurde kein UT-Scan durchgeführt.

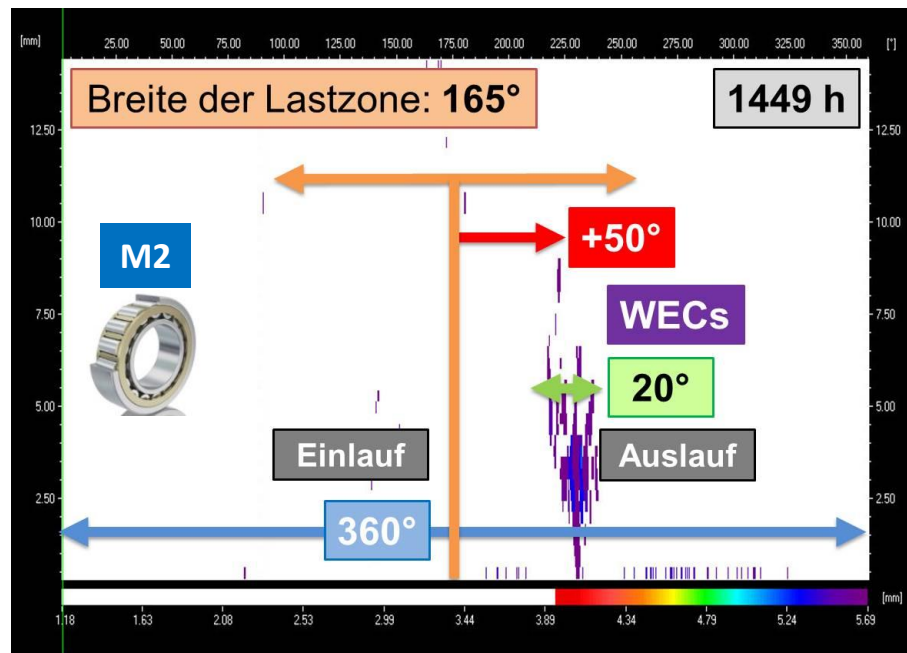


Abbildung 78: UT-Scan – AR-NU215 der Variante M2 (PLMA-11-3)

In dem entsprechenden WEC-Bereich nach UT-Anzeige wurde ein Umfangsschliff präpariert und metallographisch untersucht. Am Außenring unter dem Pitting, als auch unter noch nicht geschädigter Oberfläche konnten WECs nachgewiesen werden, vgl. Abbildung 79. Optisch wurde keine auffällige Schädigung auf dem Innenring sowie auf den Wälzkörpern gefunden.

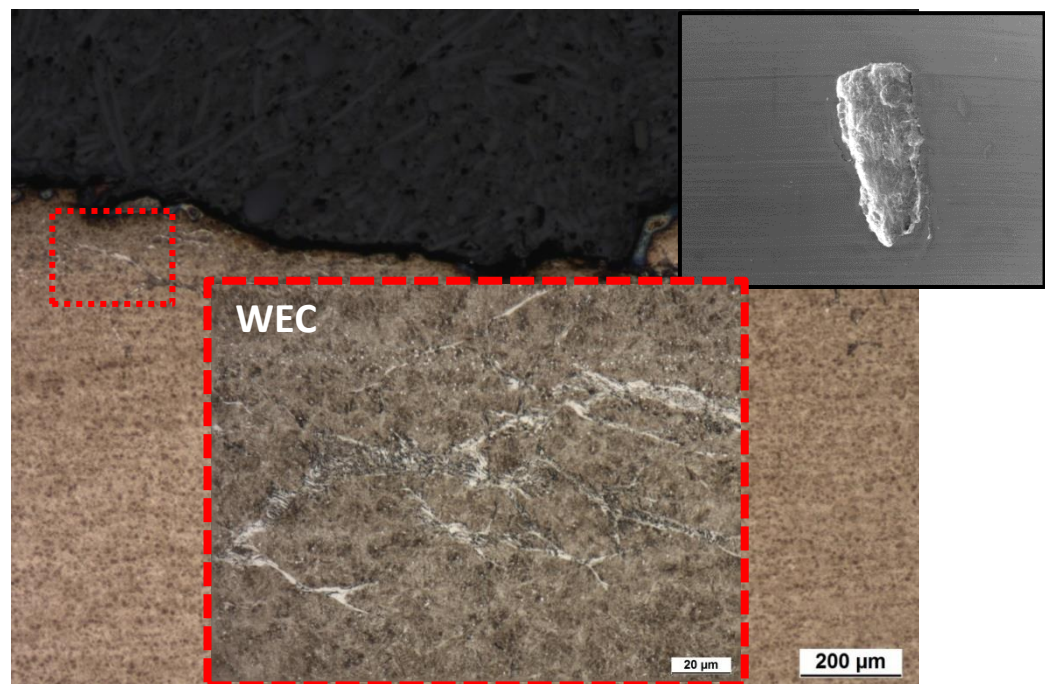


Abbildung 79: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs an AR (PLMA-11-3)

2. Lagerausfall (Probe: PLA-11-3)

Der nächste Lagerausfall von Lagertyp NU215-Variante M2 trat nach 2059 Stunden ein. Der Außenring zeigte ein Pitting am Lastzoneneinlauf (-20°). Im Ultraschallscan weist der Außenring zwei Bereiche mit WEC typischen Subsurface-Anzeigen (-30° bis -10° am Einlauf und $+15^\circ$ bis $+25^\circ$ am Auslauf) auf, vgl. Abbildung 80 und Abbildung 81.

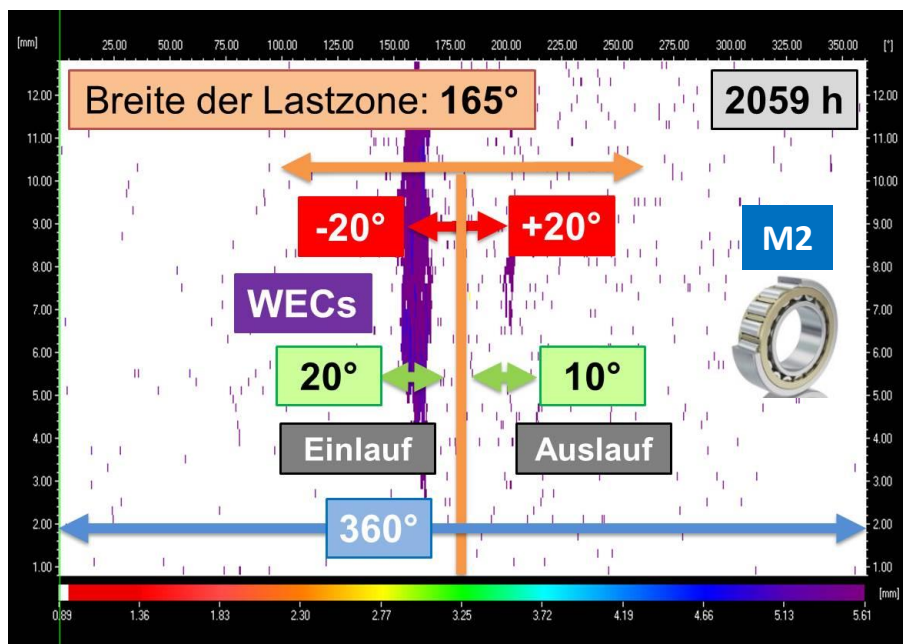


Abbildung 80: UT-Scan – AR-NU215 der Variante M2 (PLA-11-3)

Gemäß REM Analyse kommt das Pitting aus der Tiefe, ohne Hinweise auf einen nicht-metallischen Einschluss zu zeigen.

Die metallographische Untersuchung bestätigte, dass White Etching Cracks am Außenring erzeugt wurden. Sie liegen in einer Tiefe von ca. 80 bis 840 μm . Der Innenring und die Wälzkörper zeigen keine auffällige Schadensbildung. Für den Innenring wurde kein Ultraschallscan und keine metallographische Untersuchung durchgeführt.

Tabelle 5 beschreibt die Übersicht der Ergebnisse aus der Ultraschall- und lichtmikroskopischen Aufnahme vom Lagertyp NU215-Variante M2.

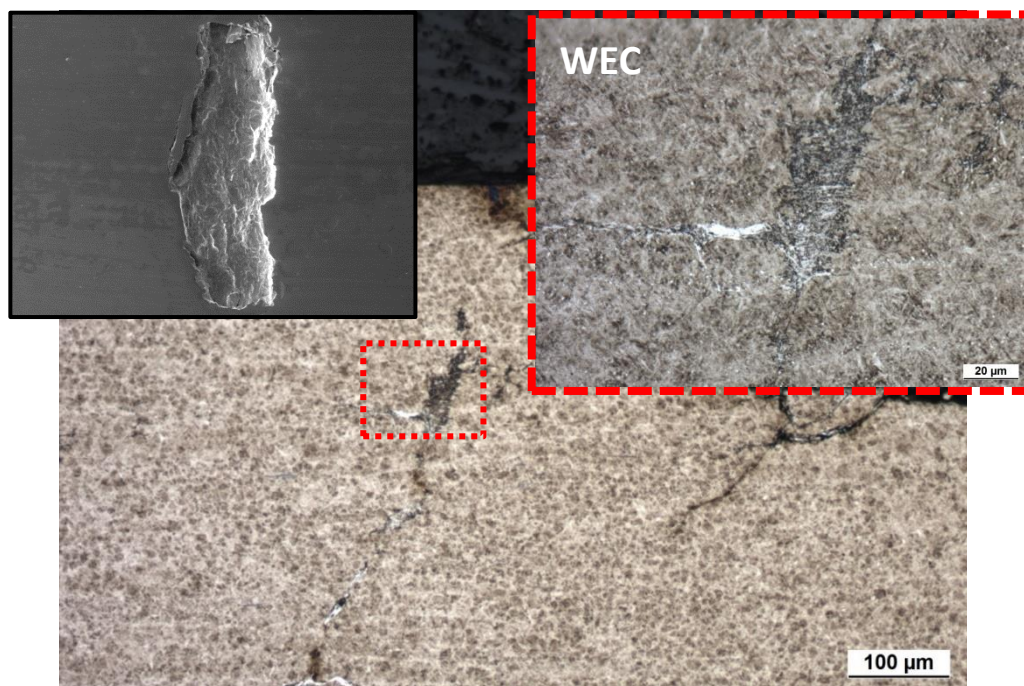


Abbildung 81: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs an AR (PLA-11-3)

Tabelle 5: Übersicht WECs- und Pittingbildungen des Lagertyps NU215-Variante M2

Probe	Laufzeit [h]	WEC-Bereiche nach UT-Scan			Tiefe der WECs [µm]	Anzahl und Lage des Pittings
		AR-Einlauf	AR-Auslauf	IR		
PLA-11-4	460	-50° – -10°	–	-	80 – 440	1, (AR: -30°)
PLMA-11-3	1449	–	+40° – +60°	-	80 – 930	1, (AR: +50°)
PLA-11-3	2059	-30° – -10°	+15° – +25°	-	80 – 840	1, (AR: -20°)
PLMA-11-3	3098	–	–	30°, 250°, 290°	–	3, (IR: 30°, 250°, 290°)

7.1.3 WEC-Schadensbild an Innenring NU215-Variante M3

1. Lagerausfall (Probe: PLS-11)

Beim Dauerversuch mit Lagertyp NU215 der Variante M3 kam es zu einem Ausfall eines Innenrings nach 2268 Stunden. Der Innenring weist zehn Pittings verteilt über den Umfang auf. Für drei exemplarisch untersuchte Pittings wurden Risse detektiert, die jeweils aus der Tiefe kommen, ohne einen auffälligen Schadensausgangsbereich aufzuweisen. Einer der Pittings zeigt einen beginnenden axialen Anriss.

Im Ultraschallscan weist der Innenring über den gesamten Umfang und die axiale Breite der Laufspur deutliche Subsurface-Anzeigen auf, vgl. Abbildung 82.

Metallographisch wurden am Innenring zahlreiche WECs gefunden, sowohl im Bereich der angeschliffenen Pittings, als auch unter noch nicht geschädigter Oberfläche. Die zahlreichen Pittings mit massivem Auftreten von WECs zeigten keine Axialrisse an der

Oberfläche. Die Lage der WECs befindet sich ca. 80 bis 390 μm unter der Oberfläche, vgl. Abbildung 83. Der Außenring und die Wälzkörper weisen kein Pitting bzw. andere Schadensbilder auf.

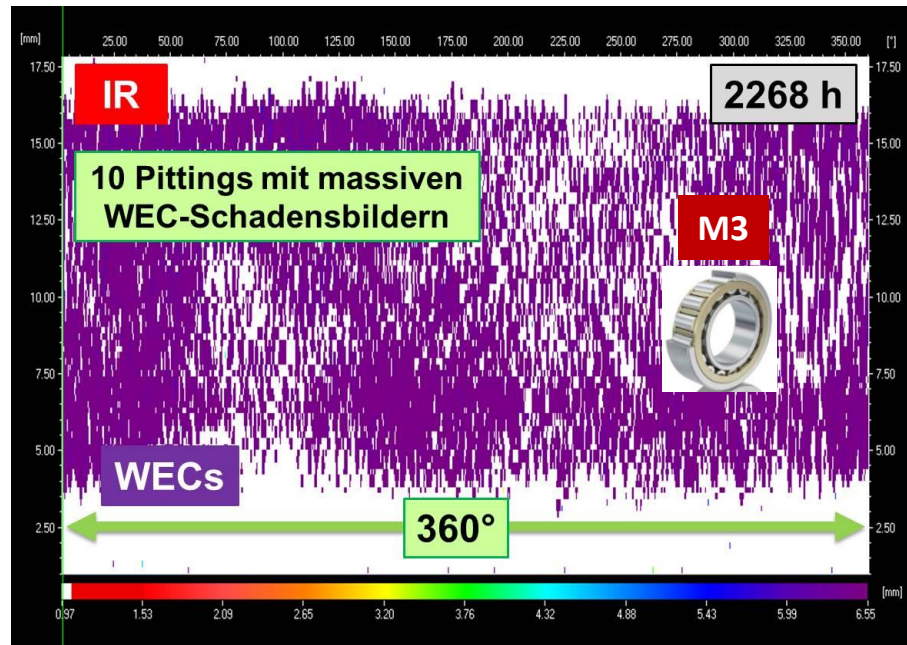


Abbildung 82: UT-Scan – IR-NU215 der Variante M3 (PLS-11) mit massivem Auftreten von WECs

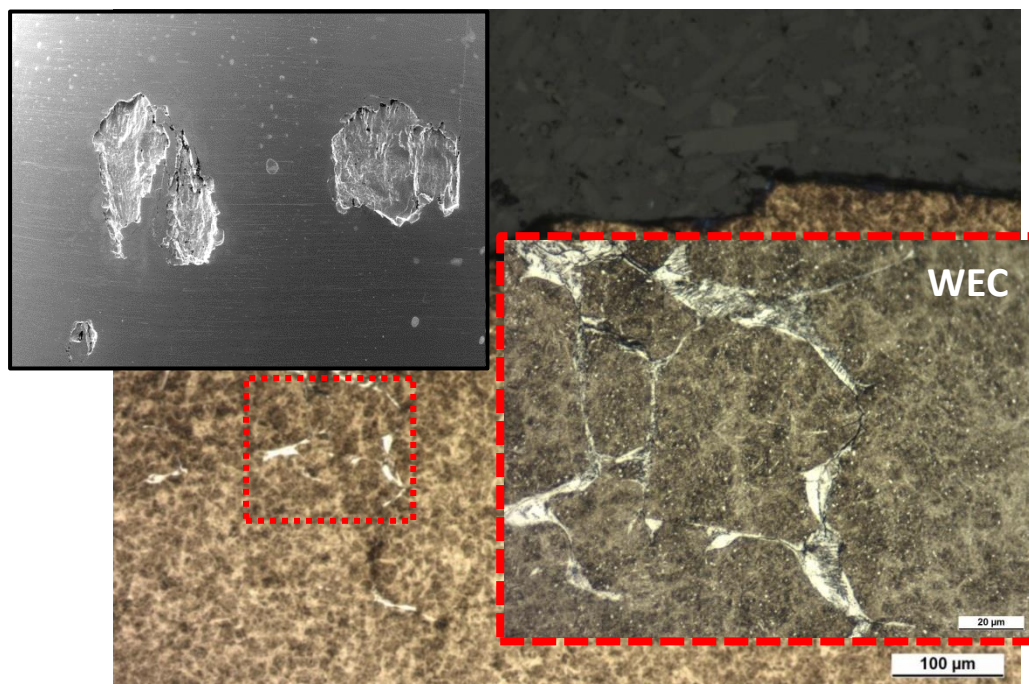


Abbildung 83: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs an IR (PLS-11)

2. Lagerausfall (Probe: PLMS-11)

Ein weiterer Ausfall der NU215-Variante M3 wies rein äußerlich keinen offensichtlichen Schaden auf. Im Ultraschallscan zeigte der Innenring einen axialen Riss mit einem davon ausgehenden Pitting auf. Neben dem Riss und dem Pitting wurden weitere kleinere WEC typische Subsurface-Anzeigen mit einer Breite von 35° detektiert, vgl. Abbildung 84.

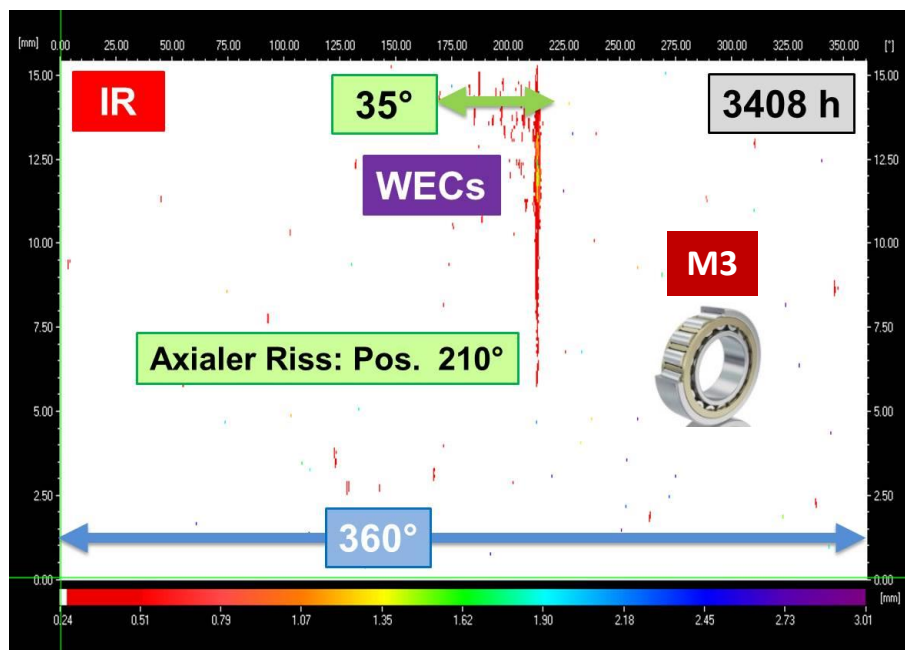


Abbildung 84: UT-Scan – IR-NU215 der Variante M3 (PLMS-11)

Der UT-Scan des Außenrings (keine sichtbare Pittingbildung) weist im Auslaufbereich (0° bis 20°) WEC typische Subsurface-Anzeigen auf. Metallographisch wurden am Außenring ausgeprägte WECs unter der noch nicht geschädigten Oberfläche nachgewiesen.

Nach der metallographischen Untersuchung wurden am Innenring an den Rissflanken und neben dem Pitting ausgeprägte WECs nachgewiesen, vgl. Abbildung 85. WECs liegen jeweils in einer Tiefe von 150 bis 340 μm unter der Oberfläche des Außenrings und 124 bis 570 μm unter der Oberfläche des Innenrings vor. Das gesamte Ergebnis aus der metallographischen Untersuchung der Variante M3 ist in Tabelle 6 dargestellt.

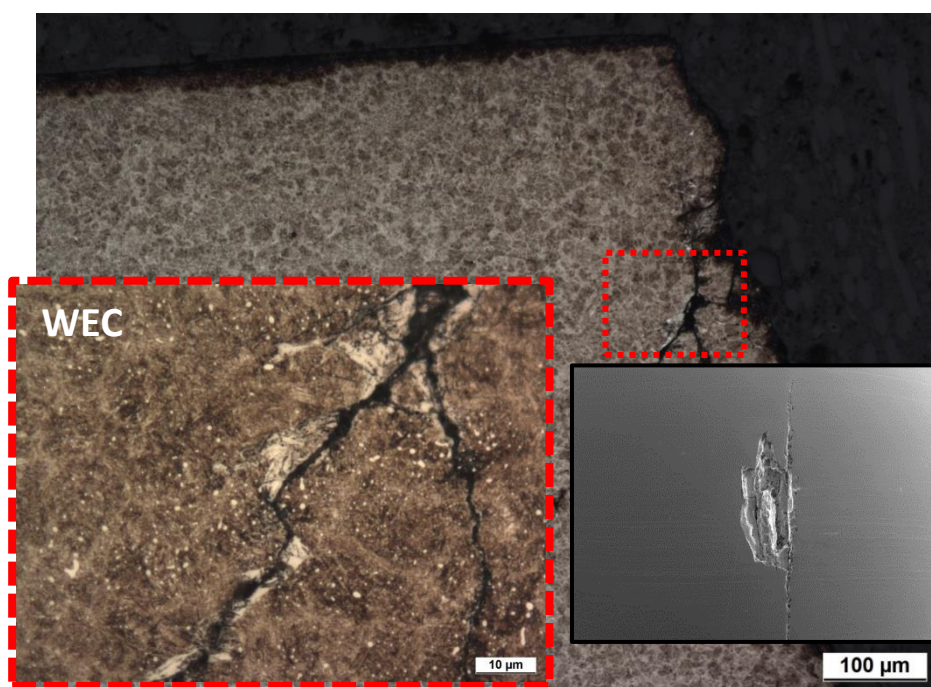


Abbildung 85: Umfangsschliff durch das Pitting mit WEC an Innenring (PLMS-11)

Tabelle 6: Übersicht WECs- und Pittingbildungen des Lagertyps NU215-Variante M3

Probe	Laufzeit [h]	WEC-Bereiche nach UT-Scan			Tiefe der WECs [µm]	Anzahl und Lage des Pittings
		AR-Einlauf	AR-Auslauf	IR		
PLS-11-5	1566	–	–	80° – 225°	90 – 590	1, (IR: 115°)
PLS-11	2268	–	–	0° – 360°	80 – 390	10, (verteilt auf IR)
PLMS-11	3408	–	+0° – +20°	180° – 215°	125 – 570	1, (IR: 210°)

7.2 Aufnahmen der WEC-Zone mit verschiedenen Ätzmitteln

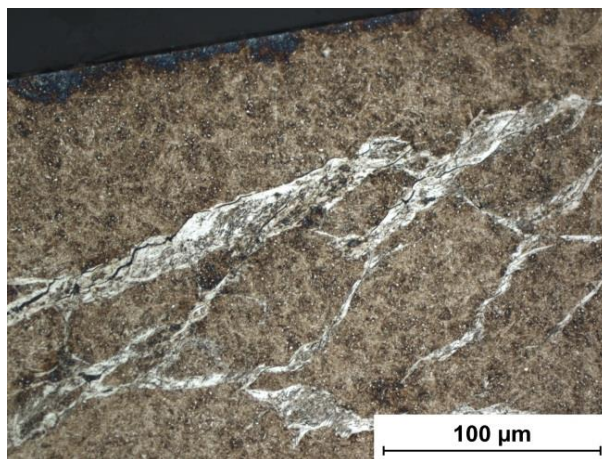
Abbildung 86 zeigt die WEC-Zone nach der Ätzung mit verschiedenen Ätzmitteln. Die Nitalätzung ist eines der gebräuchlichsten Verfahren für Reineisen, Kohlenstoffstähle, niedriglegierte Stähle und Grauguss. Nital besteht aus einer Zusammensetzung von 3ml Salpetersäure (HNO_3) und 97ml Ethanol. Nital löst Ferrit auf (Ferrit bleibt weiterhin weiß) und zeigt durch Schattenwurf des Fe_3C die Eisengefüge an. Chromkarbide und Austenit werden nicht angegriffen und bleiben weiß. WECs werden größtenteils als weiße strukturlose Bänder angezeigt. An manchen Stellen sind möglicherweise Strukturen wie z.B. angedeutete Nadeln oder Lamellen zu erahnen.

Die Nitalätzung mit stark konzentrierter Salpetersäure (HNO_3) zeigt in den weißen Bereichen eine Struktur. Die Bereiche, in denen die Strukturen vorher bei der normalen

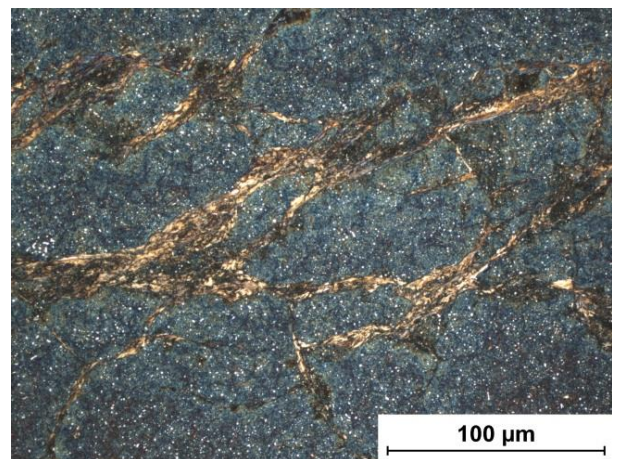
Nitalätzung noch erkennbar waren, sind nun schwarz geworden. Es ist nicht eindeutig sichtbar um welche Phasen es sich handeln könnte.

Die *Murakami*-Ätzlösung wird normalerweise für legierte Cr-Stähle und Gusseisen verwendet. Bei dieser Ätzung wird Fe_3C mit über 10% Cr-Gehalt schneller dunkel gefärbt als Fe_3C mit geringeren Cr-Gehalten. $(\text{Fe,Cr})_7\text{C}_3$, $(\text{FeCr})_{23}\text{C}_6$ und Eisenphosphid werden gefärbt sowie Molybdänkarbide werden in kurzen Zeiten stark angegriffen. Die *Murakami*-Ätzlösung hat eine Zusammensetzung von 100ml destilliertem Wasser, 7,5g NaOH und 7,5g $\text{K}_3[\text{Fe}(\text{CN})_6]$. *Murakami* macht im Wesentlichen die Chromkarbid-Verteilung des Werkstoffes sichtbar. Die Karbide erscheinen nach der *Murakami*-Ätzung als schwarze Punkte. Die WEC-Bereiche („weiße“ Bereiche) zeigen eine starke Verarmung an Karbiden.

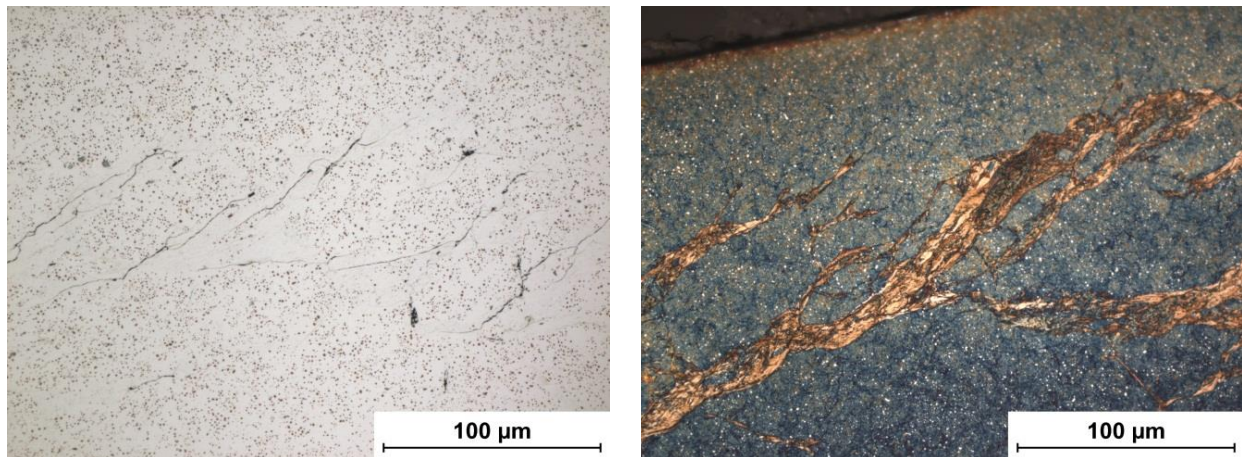
Das Farbätzmittel *LePera* wird meistens für niedriglegierte Kohlenstoffstähle und Grauguss verwendet. Es bringt farbige Beläge auf den verschiedenen Phasen, dabei können alle Phasen je nach Volumenanteil von Braun bis Blau schwanken. Carbid und Austenit bleiben weiß. Daher sollte ein Vergleichsätzen mit Nital durchgeführt werden. *LePera* zeigt auch Bestandteile durch Farbumschlag einer Phase im Gefüge, an der möglicherweise mit normaler Nitalätzung nicht sichtbar ist. *LePera* weist einen ähnlichen Angriff wie Nitalätzung mit stark konzentrierter Salpetersäure (HNO_3) auf. Die Bereiche sind nur etwas klarer zu erkennen. *LePera* wird aus 4g $\text{C}_6\text{H}_3\text{N}_3\text{O}_7$, 100ml Ethanol (Lösung B) und 1g $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_5$ (Lösung A) vermischt.



Nitalätzung (x100)



Nitalätzung mit stark konzentrierter Salpetersäure (HNO_3) (x100)



Murakami-Ätzung auf Karbide (x100)

LePera-Ätzung (x100)

Abbildung 86: Aufnahmen der WEC-Zone mit verschiedenen Ätzmitteln

7.3 REM-Aufnahmen und Mikrohärteprüfung der WEC-Zone

Mithilfe rasterelektronenmikroskopischer Aufnahmen wurde die WEC-Zone genauer untersucht. In Tabelle 7 ist das Elementinventar der unterschiedlichen Messpunkte aus Abbildung 87 zusammengefasst.

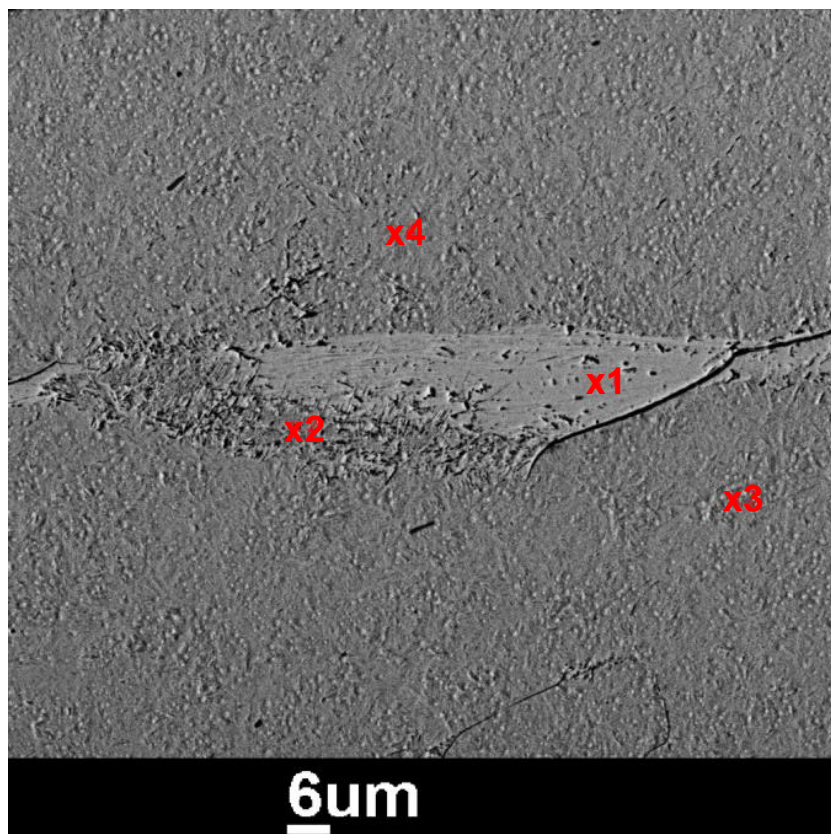


Abbildung 87: Messpunkte der REM-Aufnahmen an der WEC-Zone (x650)

Tabelle 7: Anteil der Elemente an unterschiedlichen Messpunkten aus Abbildung 87

Messung x1				Messung x2			
Element	Ge- wichts- %	+/- Sigma	Atom- %	Element	Ge- wichts- %	+/- Sigma	Atom- %
Fe	97,63	0,64	97,01	Fe	98,02	0,64	97,47
Cr	1,86	0,05	1,98	Cr	1,52	0,04	1,62
Si	0,51	0,01	1,01	Si	0,46	0,01	0,91
	100		100		100	0,01	100

Messung x3				Messung x4			
Element	Ge- wichts- %	+/- Sigma	Atom- %	Element	Ge- wichts- %	+/- Sigma	Atom- %
Fe	91,63	0,64	90,94	Fe	98,05	0,64	97,45
Cr	8,21	0,14	8,75	Cr	1,44	0,04	1,54
Si	0,16	0	0,31	Si	0,51	0,01	1,01
	100		100		100		100

Die Messungen 1, 2 und 4 sind nahezu identisch. Beim Messpunkt 3 handelt es sich möglicherweise um ein Chromcarbid.

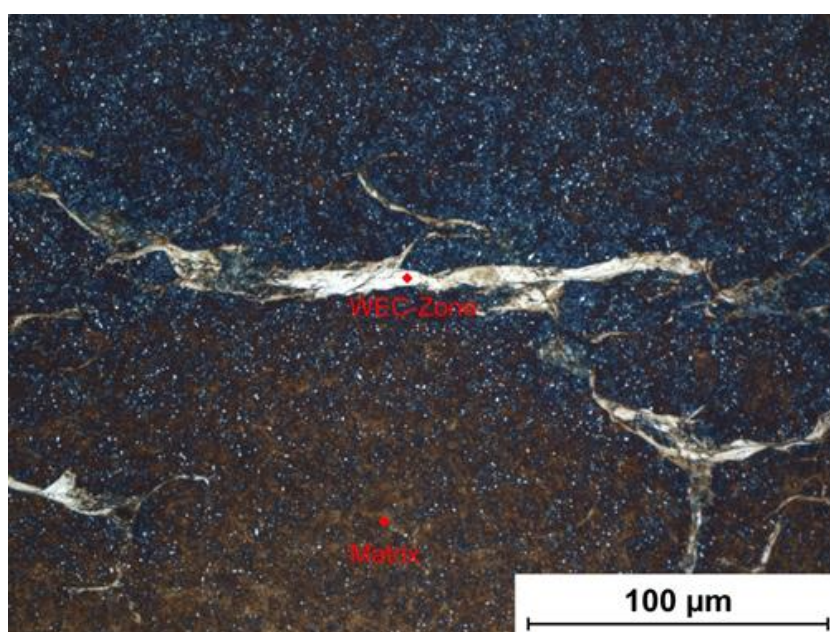


Abbildung 88: Mikrohärteprüfung der WEC-Zone

Der Mittelwert der Härte in der WEC-Zone (teilweise Mischhärte weil die weiße Phase zu klein war) beträgt 1121,8 HV0,01 und die umgebende Matrix hat eine mittlere Härte von 659,2 HV0,01, vgl. Abbildung 88.

7.4 Mikroskopische Untersuchung mit Elektronenrückstreubeugung (EBSD)

Aus der metallographischen Untersuchung mit REM/EDX konnte die Phase im Bereich der WECs nicht bestimmt werden. Zur Klärung ob ε - oder α -Martensit im Bereich der WECs vorliegt, wurde eine Elektronenrückstreubeugung (EBSD)-Messung durchgeführt.

Die Messung erfolgte mit einem Zeiss Supra 55VP, ausgerüstet mit einer DigiView-V-EBSD-Kamera von EDAX. Die weiteren Messparameter waren 15 kV Beschleunigungsspannung, 4x4 Binning und 120 μm Aperturblende. Die Messfeldgröße beträgt 50 μm x 50 μm mit der minimal möglichen Schrittweite von 30 nm. Diese hohe Auflösung wurde gewählt, um die feine Mikrostruktur ausreichend auflösen zu können.

Für die Messung wurde die Software OIM Data Collection 7.2 und OIM Analysis 7.2 von EDAX verwendet. Für die Bereinigung der Daten wurde eine Confidence-Index-(CI)-Standardisierung durchgeführt und nur Messpunkte mit $\text{CI} > 0.1$ berücksichtigt. Der CI einer Fehlmessung beträgt 0, bei einer optimalen Indizierung des Beugungsbildes ist $\text{CI} = 1$.

Abbildung 89 zeigt die ausgewählte Messfläche im REM. Die dunkle Fläche ist der Kontaminationsfleck, der durch die EBSD-Messung verursacht wurde. Die Messfläche wurde über einen Riss ca. 250 μm entfernt von der Probenoberfläche gelegt, um die WECs zu untersuchen. Bei den zahlreichen hellen Partikeln in der Probe handelt es sich um Ausscheidungen.

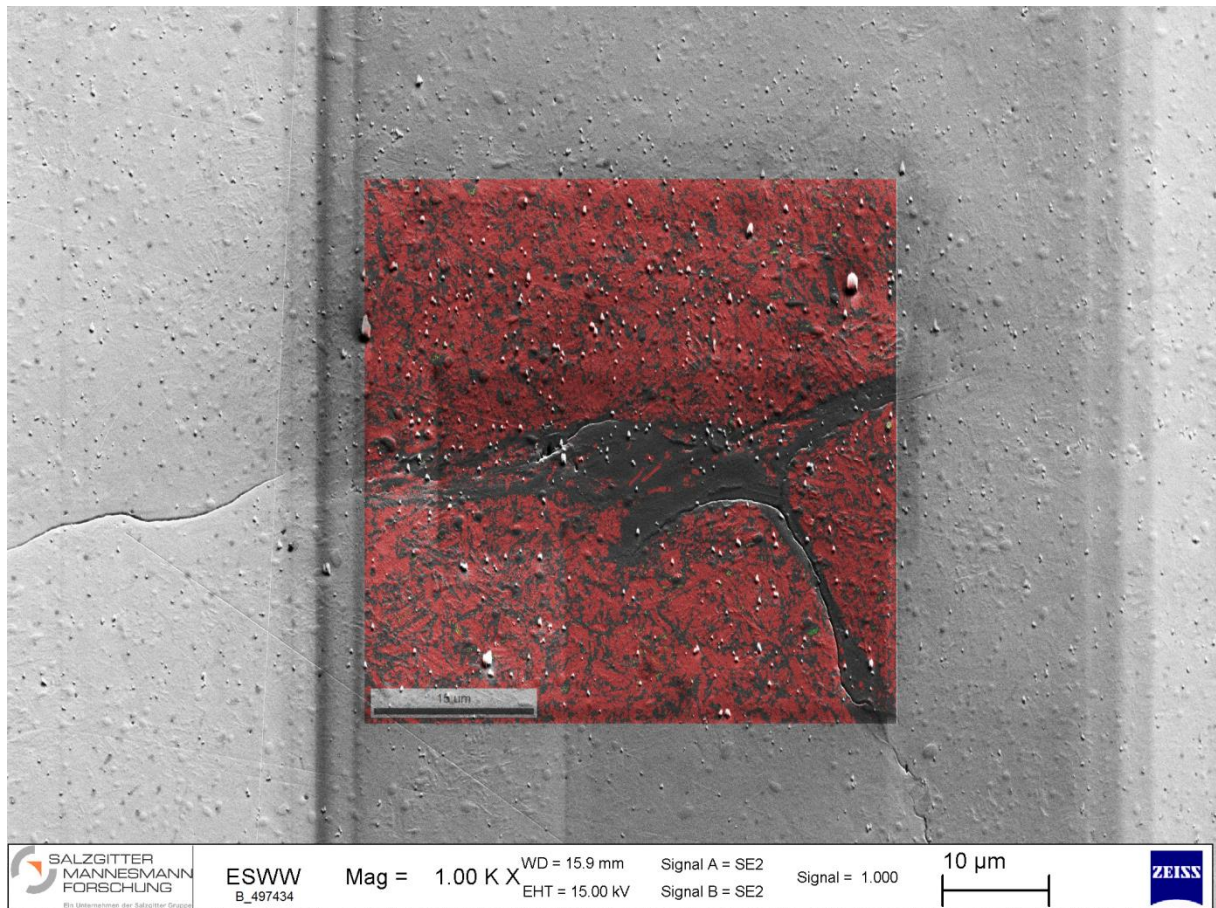


Abbildung 89: REM-Bild der Messfläche (Probe PLS-11)

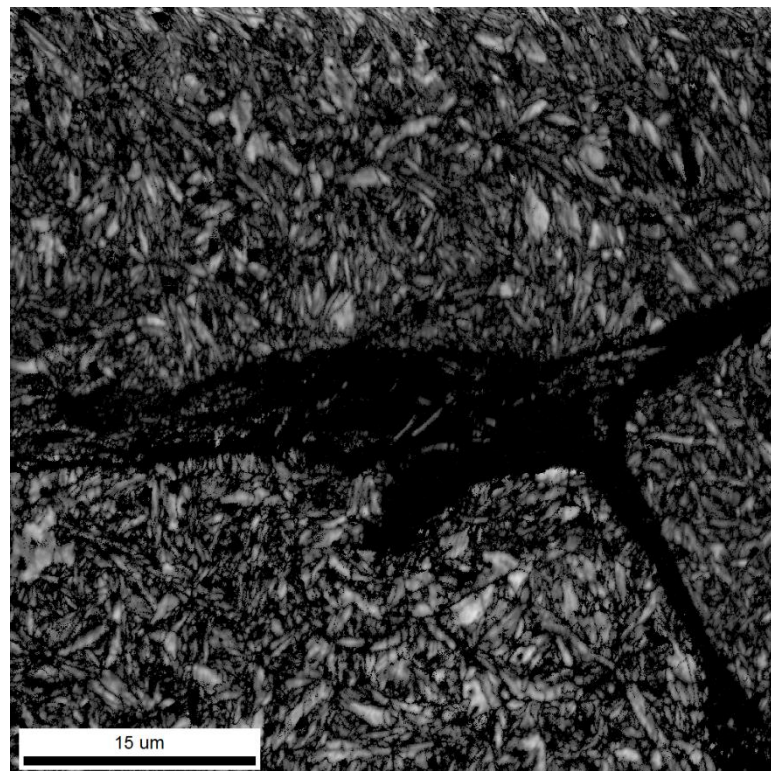


Abbildung 90: IQ-Karte (Probe PLS-11)

Der Image-Quality-Wert (IQ) deutet an, wie hoch der Kontrast des Beugungsbildes eines Messpunktes ist. Durch Versetzungen und Korngrenzen wird dieser Kontrast verringert und aus der IQ-Karte wird ein guter Eindruck über die Mikrostruktur abgeliefert, vgl. Abbildung 90. Es sind platten- und lanzettenhafte Strukturen in einer Größe von wenigen Mikrometern vorhanden. Insgesamt wirkt das Bild dunkel, was auf eine Verzerrung bzw. Versetzungsdichte schließen lässt. Im oberen Teil des Bildes kam es zu einer Verzerrung durch Drift-Effekte, was oft bei EBSD-Messungen mit hoher Auflösung auftritt. Dies ist auch an der Krümmung des Kontaminationsfleckes in Abbildung 89 ersichtlich.

Abbildung 91 zeigt, dass bis auf wenige vereinzelte kleine Bereiche mit ε -Martensit und mit γ -Fe (Austenit) nur α -Fe (Ferrit) detektiert wurde (siehe Tabelle rechts in Abbildung 91).

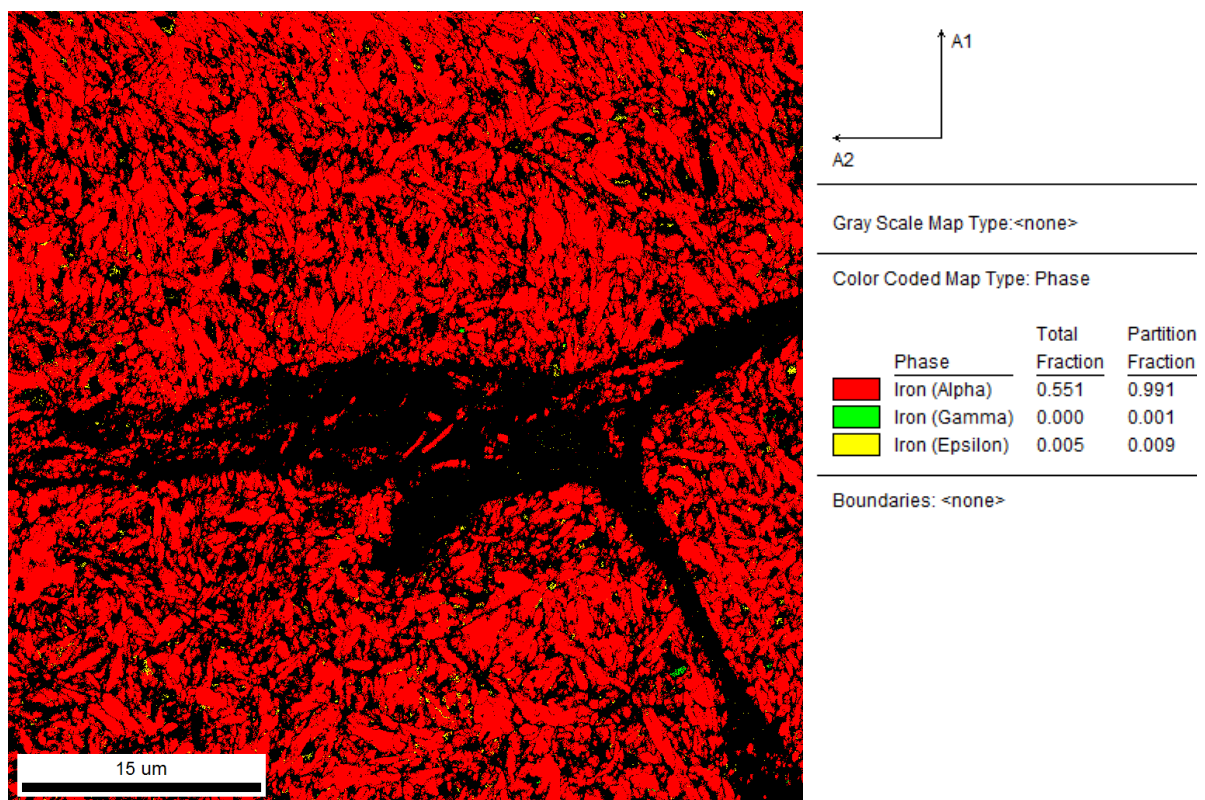


Abbildung 91: Phasen-Karte mit α -Fe (Ferrit) in Rot und nominell ε -Martensit in Gelb und γ -Fe (Austenit) in Grün (Probe PLS-11)

Vergleicht man die Histogramme der CI-Werte von ε -Martensit und α -Fe in Abbildung 92, so zeigt sich, dass die meisten Messpunkte des ε -Martensit einen CI < 0,2

aufweisen. Dies bedeutet, dass diese Punkte nur mit hoher Unsicherheit bestimmt werden und es sich bei ihnen wahrscheinlich um fehlindizierte Ausscheidungen statt um ε -Martensit handelt, vgl. Abbildung 89.

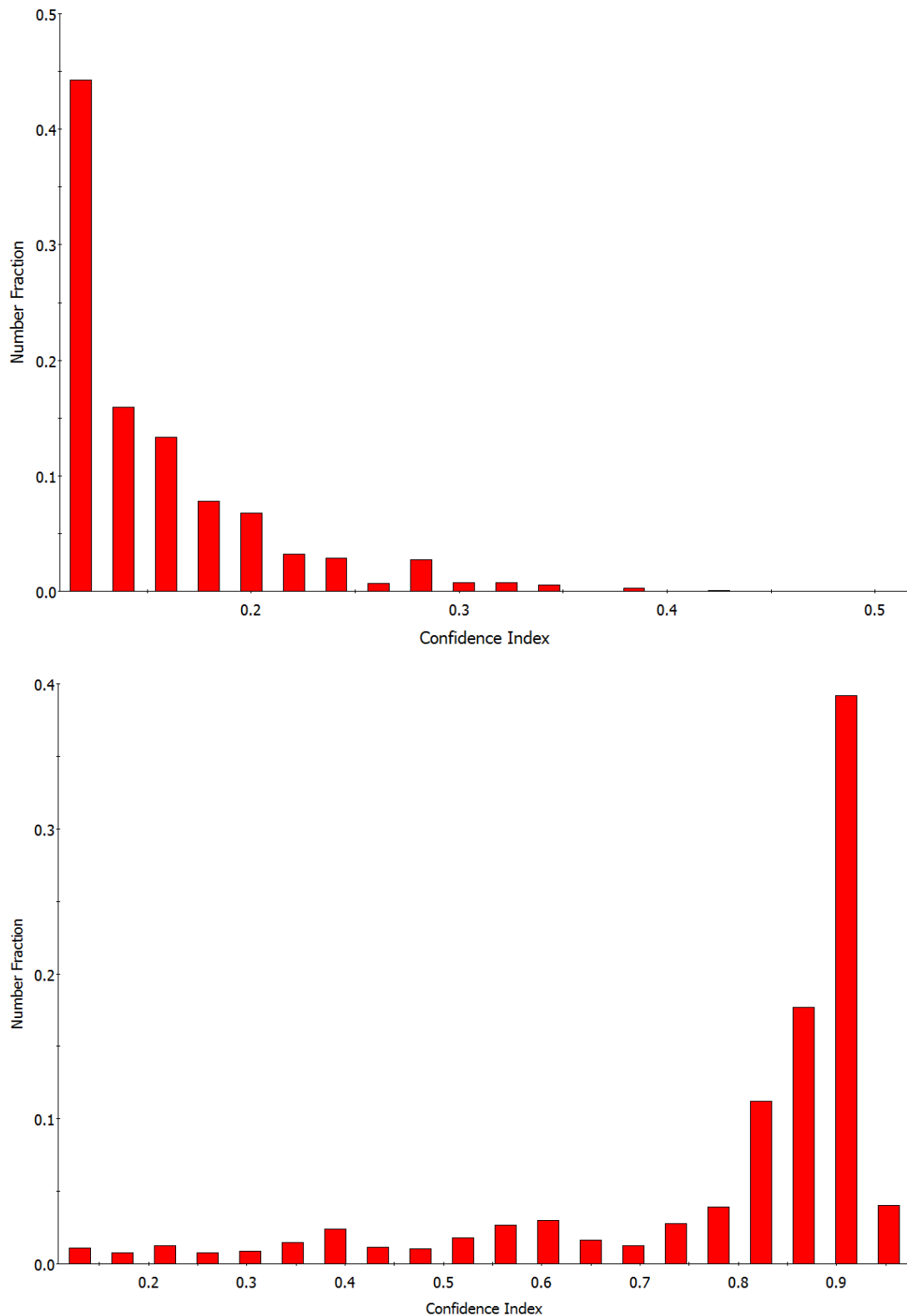


Abbildung 92: CI-Histogramm von ε -Martensit (oben) und α -Fe (unten).

Zur Charakterisierung des α -Fe ist die Verteilung des Missorientierungswinkels zwischen den identifizierten Körnern hilfreich. Das Diagramm in Abbildung 93 zeigt einen starken Peak bei einem Missorientierungswinkel von 60° . Dieser stammt von speziellen CSL3-Zwillingskorngrenzen, die sich bei der martensitischen Umwandlung bilden. CSL3 ist geeignet als Parameter zur Beschreibung der Fehlorientierung von Kongrenzen mit großen Winkeln.

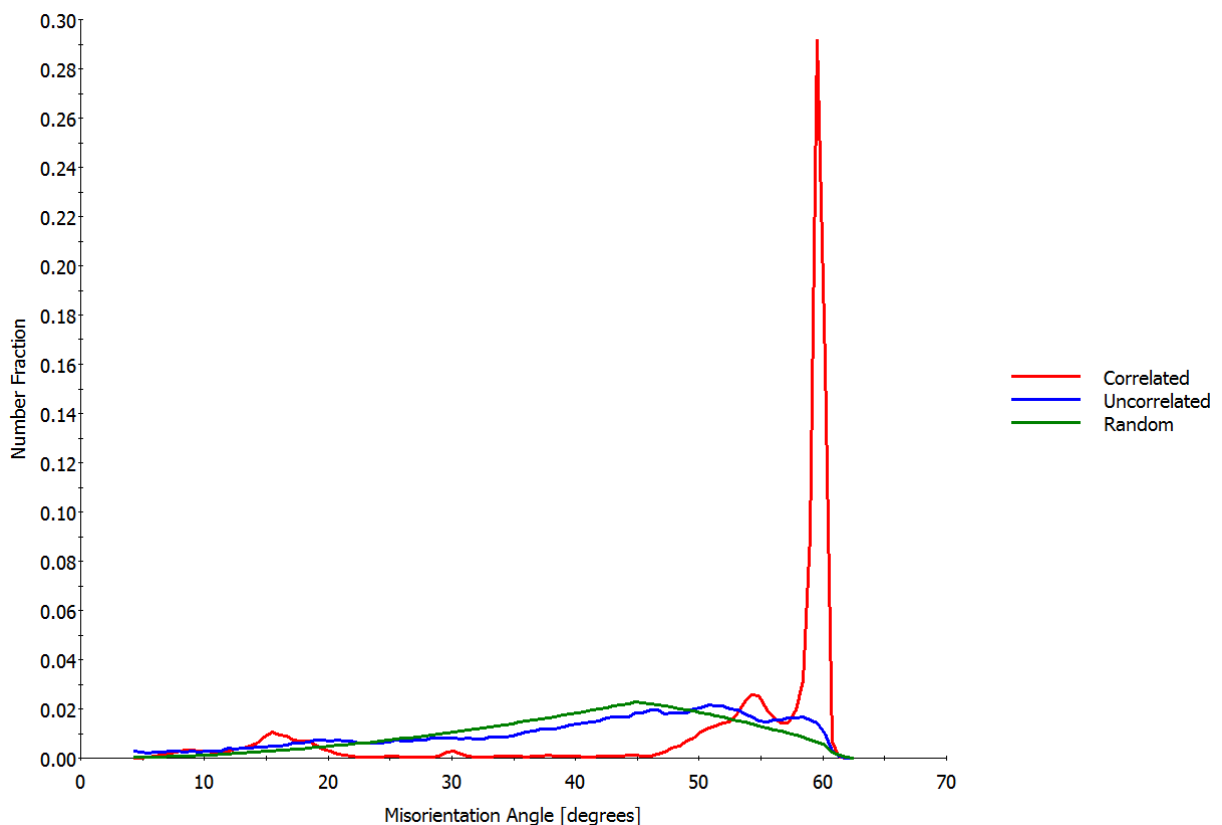


Abbildung 93: Missorientierungsverteilung von α -Fe für Korngrenzen ab 4° . Zum Vergleich ist die theoretische Verteilung für eine regellose Kornverteilung sowie die unkorrelierte Verteilung (nur Textur, ohne Nachbarschaftsbeziehungen) dargestellt.

Die Stärke des Peaks deutet darauf hin, dass es sich um Plattenmartensit (auch Zwillingsmartensit genannt) oder Mischmartensit handelt. Plattenmartensit bildet sich typischerweise in Stählen mit Kohlenstoffgehalten von 0,8 bis 1,0%.

Die hohe Anzahl an CSL3-Korngrenzen ist auch aus der Korngrenzenkarte in Abbildung 94 dargestellt. Aus der Untersuchung konnte in der White Etching Cracks (WEC)-

Zone kein ε -Martensit nachgewiesen werden. Es liegt in diesem Bereich α -Martensit in Form von Platten- oder Mischmartensit vor.

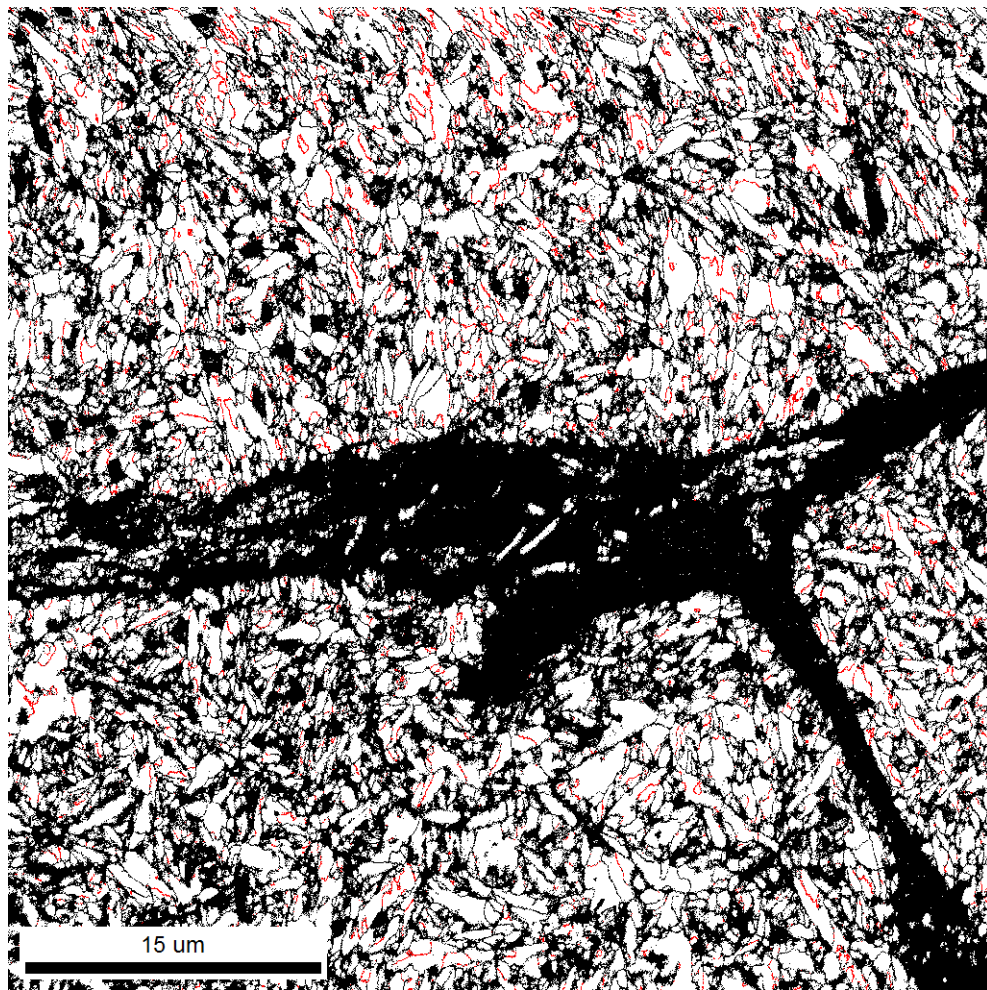


Abbildung 94: Korngrenzen ab 4° und CSL3-Korngrenzen in Rot

7.5 Weibullverteilung

Abbildung 95 stellt die Lebensdauerverteilung nach Weibull mit den WEC-bedingten Ausfällen der untersuchten Lagertypen NU215 dar.

Beim Zylinderrollenlager vom Typ NU215-Variante K1 mit kleinem Betriebsspiel (Δs_1) und Verwendung von Kunststoffkäfigen (K) kam es ausschließlich zu WEC-Schädigungen an den Außenringen (AR). Obwohl es bei diesem Lagertyp zu einem geringen Satzschlupf (Satzschlupf $\sim < 1\%$) kam, müssen die WEC-Schädigungen durch Wälzkörperschlupf hervorgerufen worden sein. Bei dieser Lagerkonfiguration wiesen vier von insgesamt fünf Prüflagern WEC-Bildungen am Außenring auf. Einer davon wurde aufgrund der langen Lastzyklen als Ausreißer betrachtet.

Die Aufbringung einer identischen Last auf Prüflager NU215-Variante M3 mit großem Betriebsspiel (Δs_3) und Verwendung von Messingkäfigen (M) führte zu steigendem Satzschlupf. Diese Kombination resultierte in einer ausgeprägten WEC-Bildung am Innenring der Prüflager. Dies deutet darauf hin, dass der durch eine drehdynamische Last induzierte Satzschlupf für eine WEC-Bildung am Innenring eine große Rolle spielt.

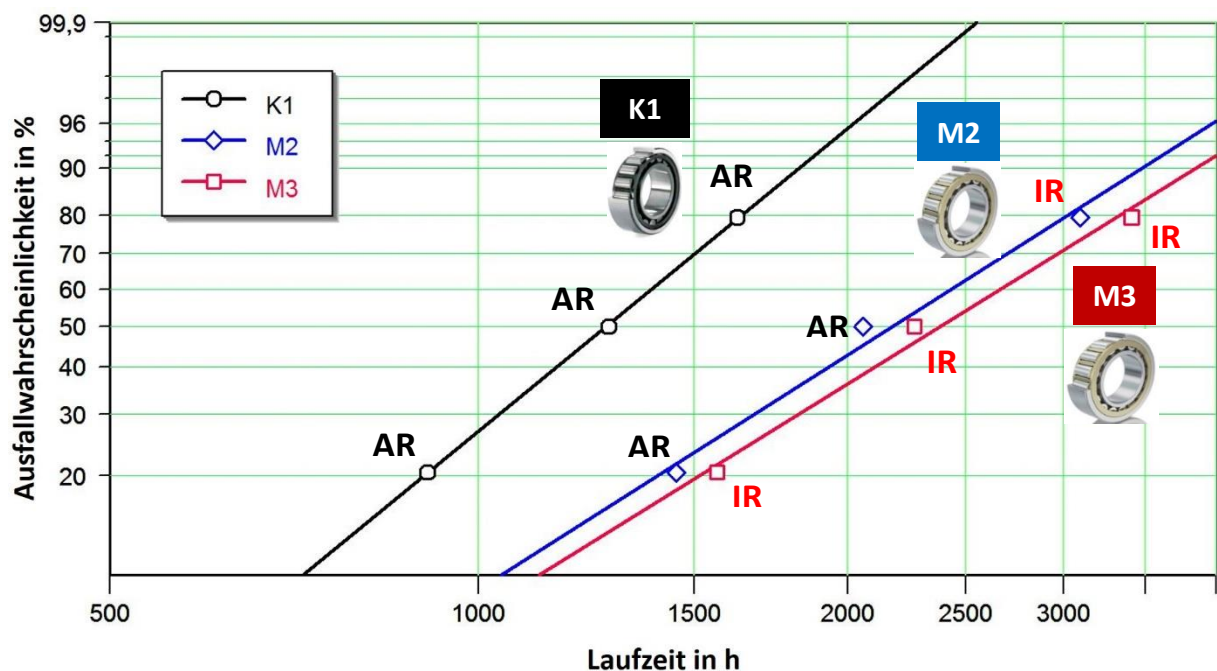


Abbildung 95: Weibullverteilung aus den PWD4-Dauerversuchen

Der Lagertyp NU215-Variante M2 mit mittelgroßem Betriebsspiel (Δs_2) und Verwendung von Messingkäfigen (M) wies etwas kleineren Satzschlupf als die Variante M3 auf. Aus dem Dauerversuch fielen zwei Außenringe (AR) aus. Wurden die ausgefallenen Außenringringe (AR) mit neuen Außenringen umgetauscht und die Dauerversuche weiterbetrieben, trat ein Innenringausfall mit der WEC-Bildung nach längerer Laufzeit auf.

Gemäß Abbildung 95 zeigt die Lagerkonfiguration K1 mit geringem Käfigschlupf (Satzschlupf $\sim < 1\%$) deutlich kürzere Lebensdauer als die Lagerkonfigurationen M2 und M3. Der Grund dafür ist, dass der Außenring mit Punktlast belastet wird. Dabei steht der Lagerring relativ zur Lastrichtung still. In Lastzonen niedriger Radiallaststufe leidet der Außenring der Variante K1 unter höherer, negativer Gleitgeschwindigkeit (Δv) bzw. Wälzkörperschlupf mehr als die anderen Lagerkonfigurationen.

8 Diskussion

In diesem Kapitel wird die kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) als WEC-Kennzahl zur Lagebestimmung der WEC-Bildung mit im Lager erscheinenden WECs verglichen.

Prüflager NU222 (R4G-Prüfstand)

Aus dem R4G-Versuch erschienen am Außenring nach dem UT-Scan zwei symmetrische WEC-Bereiche jeweils 25° vor und hinter der Lastzonenmitte mit Breite jeweils von 25° [16]. Der Innenring und die Wälzkörper wiesen weder Pittingschäden noch WEC-Bildung auf.

Die Reibleistung ("pv"-Verteilung) nach [16] hat bewiesen, dass die maximalen "pv"-Werte eine gute Übereinstimmung mit den kritischen WEC-Bereichen haben. Exemplarisch sind zwei Vergleiche von UT-Scanbilder und "p.v"-Verteilungen in Abbildung 96 und Abbildung 97 dargestellt. Der Einfluss der Regenerations- und Kontaktzeit (t_{Rege} , t_{Kontakt}) zur Berechnung der Reibenergie-Akkumulation (e_a) wurde hier nicht berücksichtigt.

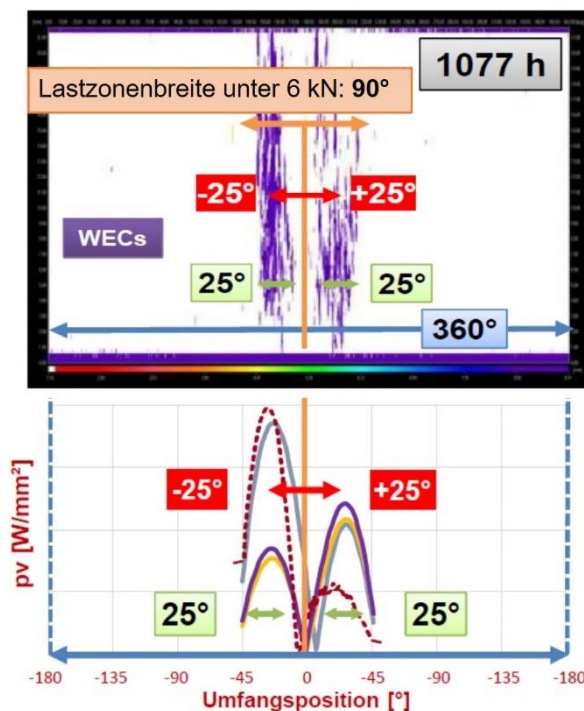


Abbildung 96: WEC-Bereiche und "pv"-Verteilung (1. Probe)

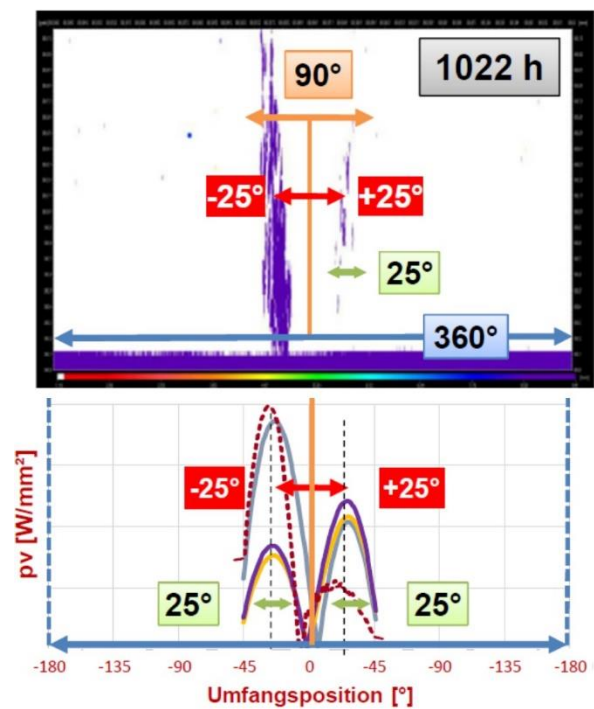


Abbildung 97: WEC-Bereiche und "pv"-Verteilung (2. Probe)

Prüflager NU215-Variante K1 (PWD4-Prüfstand)

Am PWD4-Prüfstand war die relative Niedriglast (P_0/C_0) etwas größer als beim R4G-Versuch ~ 8 kN statt 6 kN NU222. Die Abstände der WEC-Bereiche am Außenring vor und hinter der Lastzonenmitte sind dadurch breiter als beim NU222-Lager. Die WEC-Bereiche des Lagertyps NU215-Variante K1 sind etwas unsymmetrischer zur Lastzonenmitte, vgl. Abbildung 98 und Abbildung 99.

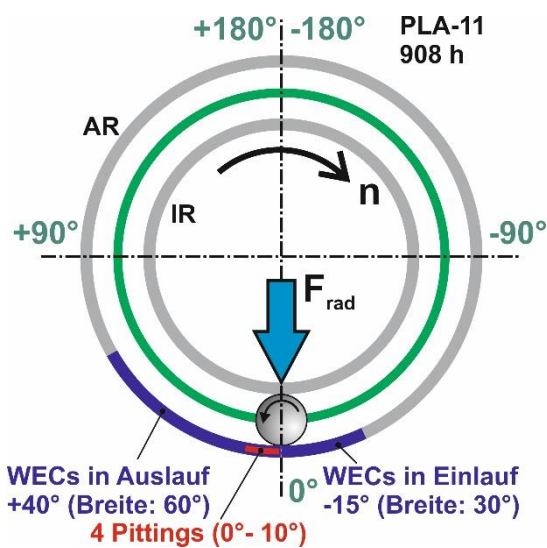


Abbildung 98: WEC-Bereiche NU215-K1 (Probe PLA-11)

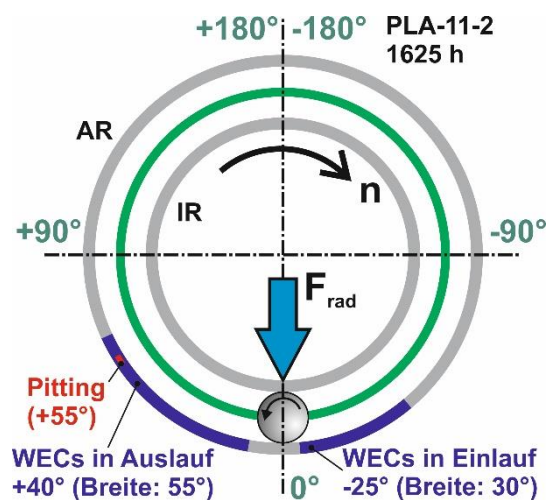


Abbildung 99: WEC-Bereiche NU215-K1 (Probe PLA-11-2)

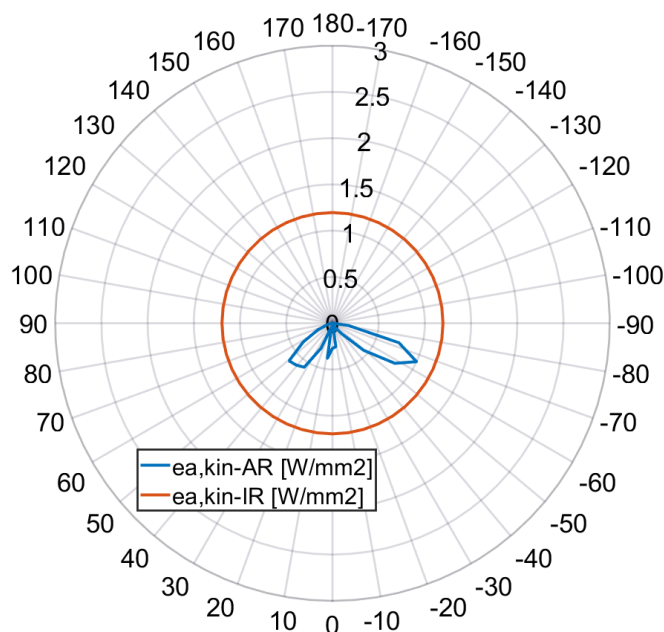


Abbildung 100: $e_{a,kin}$ -Verteilung des Lagertyps NU215-Variante K1

Die Lastzone ist beim NU215-Variante K1 aufgrund der geringeren Lagerluft als NU222 (R4G) deutlich größer. Eine unsymmetrische Kraftverteilung am Ein- bzw. Auslauf des Außenrings oder eine überlagerte drehdynamische Beschleunigung, die ungleichmäßiges Schlupfverhalten der Wälzkörper verursachte, könnte die mögliche Ursache dafür sein.

Abbildung 100 stellt die $e_{a,kin}$ -Verteilung des Innen- und Außenrings im Polardiagramm dar. Die möglichen WEC-Bereiche im Außenring laut berechneter $e_{a,kin}$ liegen in zwei Bereichen (-72° bis -48° am Einlauf und $+24^\circ$ bis $+56^\circ$ am Auslauf). Die WEC-Bildungen aus den Lagerversuchen hängen von der Prüfposition ab, vgl. Tabelle 4. Obwohl der Innenring eine höhere $e_{a,kin,IR} = 1,2 \text{ W/mm}^2$ als der Außenring besitzt, tritt kein WEC im Innenring auf.

Prüflager NU215-Variante M2 (PWD4-Prüfstand)

Die Abstände der WEC-Bereiche zur Lastzonenmitte am Außenring für Variante M2 sind etwas kleiner als bei Variante K1, da Variante M2 größere Lagerluft als Variante K1 hat. Schematisch sind sie in Abbildung 101 und Abbildung 102 dargestellt. Das stimmt auch mit dem berechneten $e_{a,kin,AR}$ überein. Die möglichen WEC-Bereiche im Außenring gemäß $e_{a,kin,AR}$ liegen in der Einlaufzone (-48° bis -32°) und Auslaufzone (0° bis $+16^\circ$), vgl. Abbildung 103.

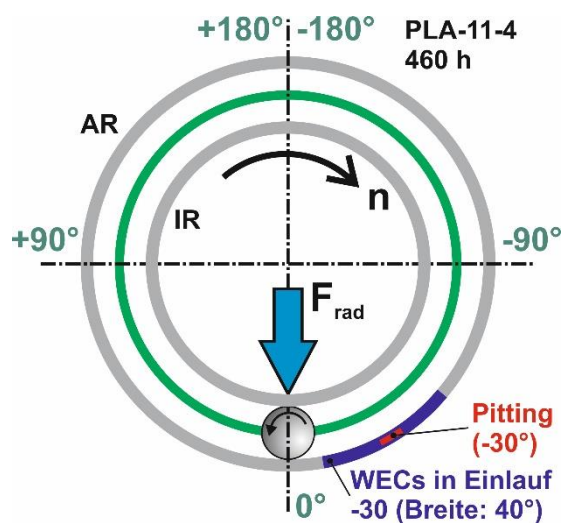


Abbildung 101: WEC-Bereiche NU215-M2 (Probe PLA-11-4)

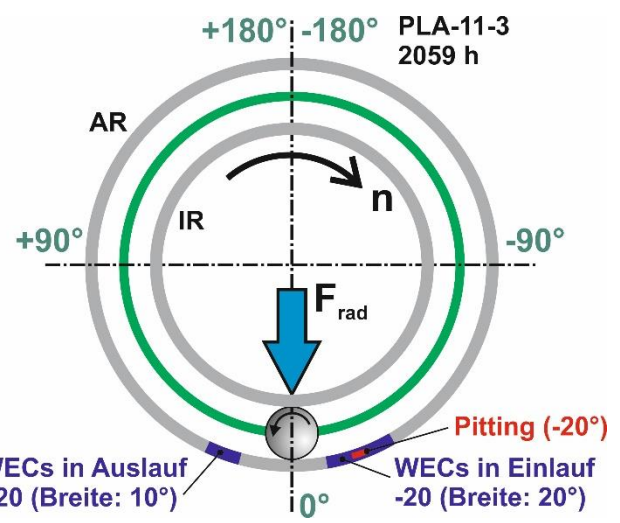


Abbildung 102: WEC-Bereiche NU215-M2 (Probe PLA-11-3)

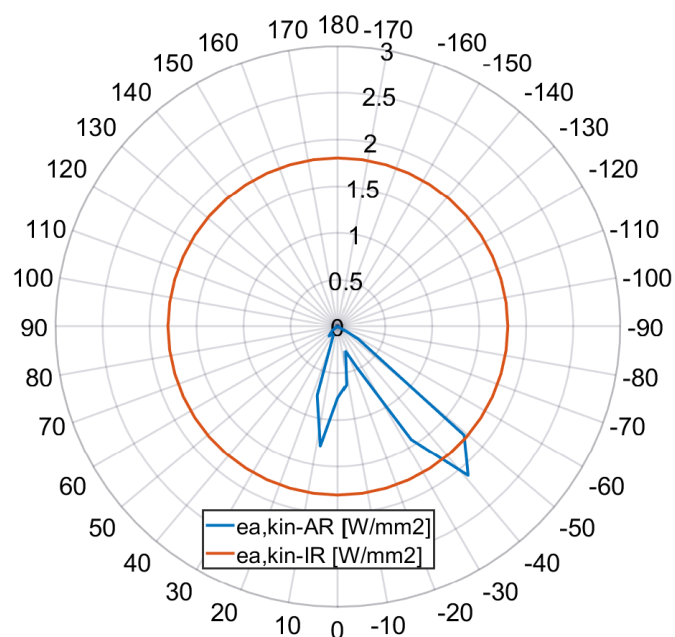


Abbildung 103: $e_{a,kin}$ -Verteilung des Lagertyps NU215-Variante M2

Prüflager NU215-Variante M3 (PWD4-Prüfstand)

Das weiter steigende Betriebsspiel (Δs) erhöht deutlich die kinematische Reibenergie-Akkumulation im Innerring von $e_{a,kin,IR} = 2,3$ bis $2,8 \text{ W/mm}^2$, vgl. Abbildung 106. Bei dieser $e_{a,kin,IR}$ -Größe ist der Innenring WEC-kritischer geworden und damit relevant in Bezug auf mögliche Innenringausfälle mit WEC-Erscheinungen, vgl. Abbildung 104 und Abbildung 105. Das erhöhte Betriebsspiel wirkt sich vermutlich am Innenring stärker aus.

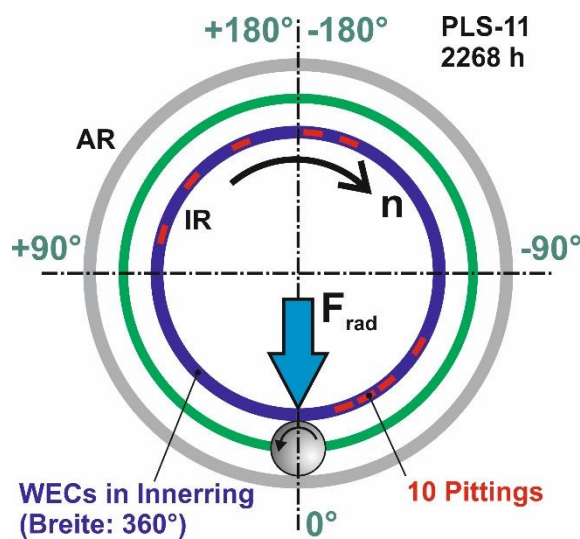


Abbildung 104: WEC-Bereiche NU215-M3 (Probe PLS-11)

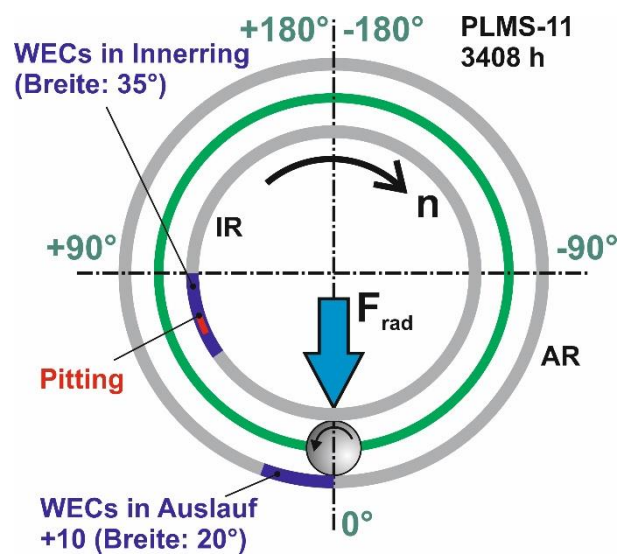


Abbildung 105: WEC-Bereiche NU215-M3 (Probe PLMS-11)

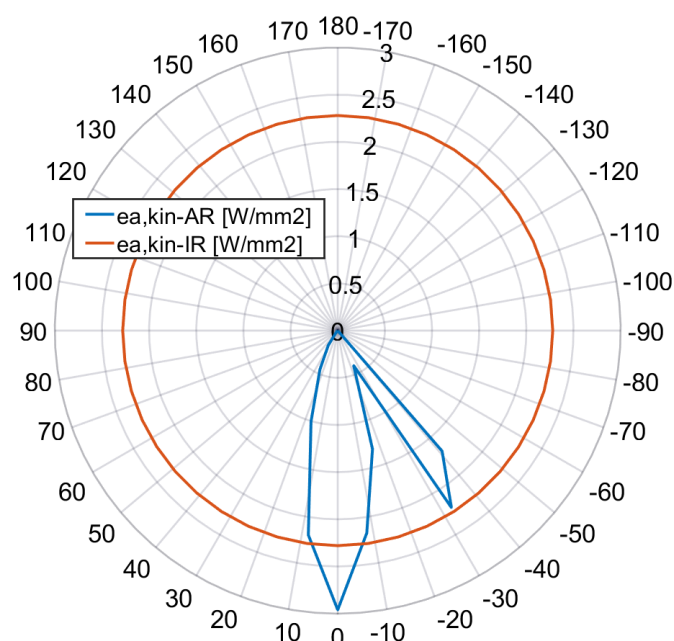


Abbildung 106: $e_{a,kin}$ -Verteilung des Lagertyps NU215-Variante M3

Das erhöhte Betriebsspiel wirkt auf die kleinere belastete Zonenbreite des Außenrings sowie auf die geringeren Abstände der WEC-Bereiche zur Lastzonenmitte ein. Die WEC-Bereiche am Auslauf (0 bis +20°) des Außenrings traten exemplarisch an der Probe PLMS-11 auf. Die kritischen WEC-Bereiche laut $e_{a,kin,AR}$ liegen an den Umfangspositionen (-40° bis -32°) und (0° bis +16°).

Die Lage der WEC-Bereiche stimmen nicht immer exakt mit den ermittelten ($e_{a,kin}$) überein und die Größe der kinematischen Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) hat keine direkte Korrelation mit ihrer Laufzeit. Die Laufzeit der Variante K1 ist am kürzesten, obwohl sie kleine $e_{a,kin}$ -Wert besitzt. Die möglichen Ursachen für die Abweichungen sind:

1. Die WEC-Neigung ist abhängig von der Prüfposition, da die Wälzkörper- bzw. Käfigdrehzahl konstruktiv am Prüfstand nur an einer Lagerposition aufgenommen werden konnte,
2. Die Betriebslagerluft wurde unter Annahme einer allgemeinen Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring von $\Delta\vartheta = 10\text{ °C}$ bestimmt. Zur Bestimmung der tatsächlichen Temperaturdifferenz ist die Messung der Innenringtemperatur notwendig,
3. Messungen der Wälzkörperdrehzahl unter drehdynamischer Beschleunigung mit höherer Auflösung sind erforderlich sowie Anbringung des Wellendrehzahlsensors direkt in der Nähe des zu messenden Prüflagers kann die Messfehler aufgrund der Wellenverdrehung beheben.

9 Zusammenfassung

Um den Einfluss einer Dynamik auf die Bildung von White Etching Cracks (WECs) zu untersuchen, wurde ein neuer Wälzlager-Prüfstand entwickelt. Auf diesem können Wälzlager mit einem mehrachsigen hochdynamischen Beanspruchungszustand (Radialkraft- und Drehdynamik) geprüft werden.

Die Eignung des Prüfstandes zur Untersuchung der WEC-Bildung konnte an Zylinderrollenlagern vom Typ NU215 nachgewiesen werden. In Anlehnung an Versuche bei der Firma Schaeffler mit Zylinderrollenlagern des Typs NU222 wurden unter Verwendung eines Windgetriebeöls, reproduzierbar WECs an den Außenringen erzeugt, ohne dass eine zusätzliche elektrische Beaufschlagung der Lager stattgefunden hat. Obwohl auf dem neuen Prüfstand auch kein Satzschlupf aufgetreten ist, wurde an den Außenringen ein vergleichbarer WEC-Schaden wie bei den vorherigen Versuchen bei der Fa. Schaeffler erzeugt. Diese wälzkörperschlupfbedingte WEC-Bildung erfolgte durch Verwendung eines Prüflagers mit Kunststoffkäfig (K) und Lagerspiel (Δs_1).

Die Aufbringung einer identischen Last auf Prüflager vom Typ NU215 mit größerer Lagerluft (Δs_3) und Verwendung von Messingkäfigen (M) führte nicht nur zu steigendem Satzschlupf, sondern auch zu erhöhtem Wälzkörperschlupf am Innenring. Diese Kombination resultierte in einer ausgeprägten WEC-Bildung am Innenring der Prüflager. Dies deutet darauf hin, dass der durch eine drehdynamische Last induzierte Satzschlupf für eine WEC-Bildung am Innenring eine große Rolle spielt.

Die Lagerversuche unter identischen Lastbedingungen mit Lagerkonfiguration mit mittelgroßer Lagerluft (Δs_2) und die Verwendung von Messingkäfigen (M) zeigte einen geringeren Satz- und Wälzkörperschlupf als Variante M3 (Messingkäfig mit größerer Lagerluft). Bei diesem Schlupfzustand war der Außenring gerade noch WEC-kritischer als der Innenring. Die WECs erschienen zunächst nur an Außenringen. Wurde der Lagerversuch mit dem alten Innenring und neuen Außenring fortgesetzt, fiel der Innenring aufgrund WEC-Bildung aus.

Ein typisches UT-Bild am Außenring zeigte zwei WEC-Bereiche vor und hinter der Lastzonenmitte. Die Abstände der WEC-Bereiche vor und hinter Lastzonenmitte hängen von der Betriebsluft ab. Je kleiner die Betriebsluft des Lagers ist, desto breiter sind die Abstände der WEC-Bereiche vor und hinter der Lastzonenmitte.

Die kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) als WEC-Kennzahl zur Ortsbestimmung der WEC-Bildung zeigte eine gute Übereinstimmung mit den gebildeten

WECs. Bei steigender Betriebsluft bzw. erhöhtem Satzschlupf werden die Gleitgeschwindigkeit (Δv) bzw. der $e_{a,kin}$ -Wert am Innenring immer größer. Die Lage der WECs am Außenring laut der ermittelten $e_{a,kin}$ verlagert sich immer vor und hinter die Lastzonenmitte, wenn die Betriebsluft des Lagers kleiner wird.

Die Größe der kinematischen Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) zeigte hier noch keine direkte Korrelation mit der Laufzeit. Die Lagerkonfiguration K1 mit einem geringen Käfigschlupf ($\sim < 1 \%$) hatte kürzere Lebensdauer mit WEC-Bildungen zum Ergebnis, obwohl sie eine deutlich kleinere kinematische Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) als die käfigschlupfbehafteten Lagerkonfigurationen (M2 und M3) besaß. Die WEC-Neigung hängt von der Prüfposition ab. Am verwendeten Prüfstand konnte jedoch nur an einer Prüfposition der Schlupf gemessen werden. Um eine bessere Korrelation zwischen der kinematischen Reibenergie-Akkumulation ($e_{a,kin}$) und der WEC-Neigung zu erreichen, sollten die Wälzkörper- und Käfigdrehzahl an jeder Prüfposition aufgenommen werden.

10 Literaturverzeichnis

- [1] BRÄNDLEIN; ESCHMANN; HASBARGEN; WEIGAND: *Die Wälzlagerpraxis*, Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen, 2002
- [2] N. N.: *DIN ISO 281: Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*, 2010
- [3] EVANS, M. H.: *White structure flaking (WSF) in wind turbine gearbox bearings: effects of "butterflies" and white etching cracks (WECs)*. Material Science and Technology, 2012
- [4] EVANS, M. H.: *White structure flaking failure in bearings under rolling contact fatigue*. Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, 2013
- [5] HÖLZEL, M.: *Wasserstoffbeladung austenitischer Edelstähle*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2003
- [6] JUILFS, G. G.: *Das Diffusionsverhalten von Wasserstoff in einem niedriglegierten Stahl unter Berücksichtigung des Verformungsgrades und der Deckschichtbildung in alkalischen Medien*. Dissertation Hamburg-Harburg, 2000
- [7] RUELLAN, A.; VILLE, F.; KLEBER, X. ET AL.: *Understanding White Etching Cracks (WEC) in rolling element bearings under the effect of hydrogen charging*. 40th Leeds-Lyon Symposium on Tribology & Tribochemistry Forum, Lyon, France, 2013
- [8] KOHARA, M.; KAWAMURA, T.; EGAMI, M.: *Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants*. Tribology Transactions, 49(1) pp 53-60, 2006
- [9] HOLWEGGER, W.; WOLF, M.; MERK, D.; BLASS, T.; GOSS, M.; LOOS, J.; BARTELDES, S.; JAKOVICS, A.: *White etching crack root cause investigations*. Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 2014
- [10] LOOS, J.; GOß, M.; BERGMANN, I.: *Einfluss von Strömen aus elektrostatischen Aufladungen auf die WEC-Bildung in Wälzlagern*. Tribologie und Schmierungs-technik 62 Jahrgang 1/2015
- [11] LOOS, J.; BLASS, T.; FRANKE, J.; KRUHÖFFER, W.; BERGMANN, I.: *Einflüsse auf die WEC-Bildung in Wälzlagern*. VDI-Berichte Nr. 2257, 2015
- [12] GRABULOV, A.: *Fundamentals of Rolling Contact Fatigue*. Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, 2010

-
- [13] SURBORG, H.: *Einflüsse von Grundölen und Additiven auf die Bildung von WEC in Wälzlagern*. Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktion Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014
 - [14] KÜRTE, D. M.: *Einfluss der tribochemischen Schmierstoffoxidation auf die wasserstoffinduzierte Wälzkontaktermüdung*. Fraunhofer IWM Forschungsberichte Band 7, Dissertation, 2015
 - [15] LOOS, J.; KRUHÖFFER, W.: *Einfluss der Reibbeanspruchung auf die WEC-Bildung in Wälzlagern*. Tribologie und Schmierungstechnik 62 Jahrgang 4/2015
 - [16] LOOS, J.; WEHNER, H.; SMOLENSKI, M. ET AL.: *Factors increasing the risk of WEC – formation in large-size bearings with full fluid film lubrication*. Bearing World, 1. International Bearing Conference, Hannover, 2016
 - [17] SCHLICHT, H.: *Über die Entstehung von White Etching Areas (WEA) in Wälzelementen*. HTM 28 Heft 2, 1973
 - [18] SCHLICHT, H.: *Die Werkstoffermüdung bei Wälzbeanspruchung – Eine Hypothese zum Mechanismus*. Mat.-wiss. u. Werkstofftech, 37, No. 5, 2006
 - [19] SCHLICHT, H.: *Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung – Einfluss von Reibung und Eigenspannungen*. Werkstofftech. 11, S. 1-14, 1980
 - [20] SCHERB, B. J.: *Anschmier- und Schlupfverhalten von Zylinderrollenlagern*, 2001
 - [21] SCHERB, B. J.; ZECH, J.: *A Study on the smearing and Slip Behaviour of Radial Cylindrical Roller Bearings*, 2001
 - [22] GRECO, A.; GOULD, B.: *The Influence of Sliding and Contact Severity on the Generation of White Etching Cracks*. Tribol Lett 60:29, 2015
 - [23] VAN LIER, H.: *Schädlicher Wälzlagerschlupf*. FVA Abschlussbericht 663 I, 2015
 - [24] GASCH, R.; TWELE, J.: *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. 4. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, B. G. Teubner-Verlag, Wiesbaden, 2005
 - [25] HILTSCHER, G.: *Anschmierungen bei Wälzlagern – ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems*. Dissertation, Universität Erlangen, 1989
 - [26] GUZMAN, F.; ÖZEL, M.; PINARD, P.: *Gefügeveränderungen in Wälzlagererringen mit Rissen als Folgeschaden*. FVA Abschlussbericht 707 II, 2016
 - [27] HOLWEGGER, W.; LOOS, J.: *Beeinflussung der Wälzlagerlebensdauer durch neue Werkstoffphänomene in speziellen Anwendungen*. Antriebstechnisches Kolloquium ATK, ISBN 978-3-940565-83-9, 2011

-
- [28] RUELLAN DU CREHU, A.: *Tribological analysis of White Etching Crack (WEC) failures in rolling element bearings*. Mechanics of materials, INSA de Lyon, NTT: 2014ISAL0116, 2014
- [29] <http://www.nskeurope.de/smearing-164.htm>, Stand 12.05.2017
- [30] SCHLICHT, H.: *Über adiabatic shearbands und die Entstehung der "Steilen Weißen Bänder" in Wälzlagern*. Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 39, No. 3, 2008
- [31] MEYER, L. W.; KRÜGER, L.; ABDEL-MALEK, S.: *Adiabatische Schervorgänge, Festigkeits- und Verformungsverhalten sowie Versagensablauf*. Verformungs- und Bruchdynamik Jahrg. 41, 1999
- [32] BLASS, T.; TROJAHN, W.; MERK, D.: *Influence of Material and Heat Treatment on the Formation of WECs on Test Rig FE8*. Schaeffler Technologies AG & Co KG, 2016
- [33] LIPINSKY, D.; MUHMANN, C.; ARLINGHAUS, H. F.; MÖBES, G.; PAPE, F.: *Boundary layers on bearing raceways subject to operating conditions with high risk of WEC related premature RCF*. Bearing World Conference, Hannover, 2016
- [34] FINGERLE, T.; VAN DE SANDT, N.; GREIB, K.: *Experimental identification of factors influencing slip in tapered roller bearings*. Bearing World Conference, Hannover, 2016
- [35] STADLER, K.; VEGTER, R. H.; ERSSON, M.; VAES, D.: *White Etching Cracks A symptom of bearing failures*. Bearing World Conference, Hannover, 2016
- [36] INGRAM, M.; DELVIN, M.; GUEVREMONT, J.; GRECO, A.; GOULD, B.; WANG, L. ET AL.: *White etching crack failure of bearings: Lubricant additive effects*. Bearing World Conference, Hannover, 2016
- [37] STADLER, K.; VEGTER, R. H.; ERSSON, M.; VAES, D.: *Causes for premature bearing failures and the role of white etching cracks*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2016
- [38] ZWIRLEIN, O.: *Die Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften von gehärtetem Wälzlagerstahl 100Cr6 durch hydrostatischen Druck*. Z. Werkstofftech. 8, 344-353, 1977
- [39] SCHLICHT, H.; BROSZEIT, E.: *Die Werkstoffermüdung im Wälzkontakt bei hoher Flächenpressung, ermittelt nach Hertz und nach der EHD-Strömungshypothese*. Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 38, No. 4, 2007

-
- [40] FUJITA, S.; MATSUOKA, S.; MURAKAMI, Y.; MARQUIS, G.: *Effect of hydrogen on Mode II fatigue crack behavior of tempered bearing steel and microstructural changes*. International Journal of Fatigue 32, 943-951, 2010
 - [41] EVANS, M. H.; RICHARDSON, L.; WANG, L.; WOOD, R. J. K.: *Effect of hydrogen on butterfly and white etching crack (WEC) formation under rolling contact fatigue (RCF)*. Wear 306, 226-241, 2013
 - [42] MARQUART, M.; SCHÜRMANN, T.; BRAUN, J.; SEYFERT, C.: *Einfluss von Schmierstoffen auf die Bildung von WEC*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2016
 - [43] SWAHN, H.; BECKER, P. C.; VINGSBO, O.: *Electron-microscope studies of carbide decay during contact fatigue in ball bearings*. Metal Science, 1975
 - [44] VAN DE SANDT, N.: *Entwicklung experimenteller Grundlagen für eine schmierstoffabhängige Verschleißlebensdauerberechnung für Wälzlager*. FVA-Abschlussbericht 327, 2001
 - [45] HENTSCHE, C.: *Größeneinfluss Wälzlagerverschleiß. Einfluss der Wälzlager-Baugröße auf das Verschleißverhalten von Wälzlagern*. FVA-Abschlussbericht 327 III, 2011
 - [46] BONGARDT, C.; PLOß, M.; ÖZEL, M.; RICHTER, S.: *Risse auf Lagerringen. Gefügeveränderungen in Wälzlagerringen mit Rissen als Folgeschaden*. FVA-Abschlussbericht 707 I, 2015
 - [47] GUZMAN, F.; ÖZEL, M.; RICHTER, S.: *Risse auf Lagerringen III. Condition-Monitoring-System zur Detektion und Klärung von Vorstufen von Gefügeveränderungen im Bereich von Rissnetzwerken (White Etching Cracks) in Wälzlagern auf Basis von Acoustic-Emission*. FVA-Forschungsantrag 707 III, 2016
 - [48] PLOß, M.: *Literaturübersicht zu FVA 707 I/II*, 2014
 - [49] GUZMAN, F.; ÖZEL, M.; MIKITISIN, M.: *Risse auf Lagerringe III*. FVA-Präsentation 707 III, 2017
 - [50] KEHL, J. H.: *Ermüdungslebensdauer bei Oberflächenbeschädigungen. Einfluss von Oberflächeneindrücken auf die Lebensdauer von Wälzlagern*. FVA-Forschungsantrag T 1343, 2015
 - [51] STEINDORF, H.; BROSEIT, E.; KLOOS, K. H.: *Gefüge und Anlaßverhalten von weißen Bändern*. Zeitschrift Werkstofftech. 18, 428-435, 1987
 - [52] VOSKAMP, A. P.; ÖSTERLUND, R. BECKER, P. C.; VINGSBO, O.: *Gradual changes in residual stress and microstructure during contact fatigue in ball bearings*. Metals Technology, 1980

-
- [53] KLOOS, K. H.; BROSZEIT, E.: *Grundsätzliche Betrachtungen zur Oberflächen-Ermüdung*. Zeitschrift für Werkstofftechnik. Heft 3. Seite 85 – 124, 1976
- [54] ZUERCHER, M.; FEUERECKER, J.; POHRER, B.; HOLWEGGER, W.; SPÄTH, C.; KNÖTHIG, V.; SCHLÜCKER, E.: *Highspeed Aufnahmen an drehenden Wälzlagern zur kinematischen Untersuchung des WEC-Wälzlagerschadens*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2016
- [55] MINE, Y.; NARAZAKI, C.; MURAKAMI, K.; MATSUOKA, S.; MURAKAMI, Y.: *Hydrogen transport in solution-treated and pre-strained austenitic stainless steels and its role in hydrogen-enhanced fatigue crack growth*. International Journal of Hydrogen Energy 200 Tribology Transactions, 49(1) pp. 53-60, 2009
- [56] LU, R.; MINAMI, I.; NANAHO, H.; MORI, S.: *Investigation of decomposition of hydrocarbon oil on the nascent surface of steel*. Tribology Letters, Vol. 27, No. 1, 2007
- [57] PAPE, F.; MÖBES, G.; LIPINSKY, D.; MUHMANN, C.; ARLINGHAUS, H. F.; POLL, G.; MORI, S.: *Investigation of temperature influence on the formation of boundary layers on bearings*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2016
- [58] ERRICHELLO, R.; BUDNY, R.; ECKERT, R.: *Investigations of Bearing Failures Associated with White Etching Areas (WEAs) in Wind Turbine Gearboxes*. Power Transmission Engineering, 2014
- [59] ERRICHELLO, R.; BUDNY, R.; ECKERT, R.: *Martensite Decay During Rolling Contact Fatigue in Ball Bearings*. Metallurgical Transactions, Vol. 7A, 1976
- [60] HARADA, H.; MIKAMI, T.; SHIBATA, M.; SOKAI, D.; YAMAMOTO, A.; TSUBAKINO, H.: *Microstructural Changes and Crack Initiation with White Etching Area Formation under Rolling/Sliding Contact in Bearing Steel*. ISIJ International, Vol. 45, No. 12, pp. 1897-1902, 2005
- [61] VOSKAMP, A. P.: *Microstructural Changes during Rolling Contact Fatigue. Metal Fatigue in the Subsurface Region of Deep Groove Ball Bearing Inner Rings*. TU Delft, 1997
- [62] ALVAREZ, W. S.: *Microstructural degradation of bearing steels*. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, 2014
- [63] KADIN, Y.: *Modeling of Hydrogen Transport in Static and Rolling Contact*. Tribology Transactions, 58: 260-273, 2015
- [64] MEDYANIK, S. N.; LIU, W. K.; LI, S.: *On criteria for dynamic adiabatic shear band propagation*. Journal of the Mechanics and Physics of Solid 55 pp. 1439-1461, 2007

-
- [65] MURAKAMI, Y.; NOMOTO, T.; UEDA, T.; MURAKAMI, Y.: *On the mechanism of fatigue failure in the superlong life regime ($N > 10^7$ cycles). Part I: influence of hydrogen trapped by inclusions*. Fatigue and Fracture Engineering Material and Structure 23, pp. 893-902, 2000
- [66] STADLER, K.; STUBENRAUCH, A.: *Premature Bearing Failures in Wind Gearboxes and White Etching Cracks*. Power Transmission Engineering, 2014.
- [67] STADLER, K.; BAUM, J.: *Premature white etching crack bearing failures in wind gearboxes*. STLE Annual Meeting & Exhibition, 2014
- [68] KOHARA, M.; KAWAMURA, T.; EGIMA, M.: *Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants*. Tribology Transactions 49, pp. 53-60, 2006
- [69] LU, R.; NANA, H.; TAKIWATARI, K.; MORI, S.; FUKUSHIMA, Y.; MURAKAMI, Y.; IKEJIMA, S.; KONNO, T.: *The Effect of Chemical Structures of Synthetic Hydrocarbon Oils on Their Tribochemical Decomposition*. Tribology Letters, 2015
- [70] KOTZALAS, M. N.; DOLL, G. L.: *Tribological advancements for reliable wind turbine performance*. Philosophical Transactions of The Royal Society, pp. 4829-4850, 2010
- [71] ROSINSKI, J.; SMURTHWAITE, D.: *Troubleshooting Wind Gearbox Problems, in order to prevent in-service failures in wind turbine gearboxes, an in-depth understanding of how and why they occur is required*. Gearsolutions, 2010
- [72] HERR, D.; HEIDENREICH, D.: *Understanding the Root Causes of Axial Cracking in Wind Turbine Gearbox Bearings*. Windpower Engineering Development, 2014
- [73] GUZMAN, F. G.; BURGHARDT, G.; JANITZKY, T.; ÖZEL, M.: *Entstehung von White Etching Cracks (WEC) in Wälzkontakten*. VDI-Konferenz Schadensmechanismen an Lagern, 2016
- [74] PETERSEN, R.: *White Structure Flaking in Wälzlagern*. VDI-Konferenz Schadensmechanismen an Lagern, 2016
- [75] STRATMANN, A.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.: *Verschleißminimierende Grenzschichtbildung und Grenzschichtwachstum in Wälzlagern*. VDI-Konferenz Schadensmechanismen an Lagern, 2016
- [76] LOOS, J.; BLASS, T.; FRANKE, J.; KRUHÖFFER, W.; BERGMANN, I.: *WEC-Bildung in Wälzlagern*. VDI-Konferenz Schadensmechanismen an Lagern, 2016
- [77] SCHULZ, J.: *Wechselwirkung von Additiven mit Metalloberflächen (alternative Vorstellungen)*. VDI-Konferenz Schadensmechanismen an Lagern, 2016

-
- [78] SCHLICHT, H.: *Wälzermüdung. Teil 4: Eine Hypothese zum Mechanismus*. Z. Werkstoff Wärmebeh. Fertigung 62, 2007
- [79] GLEß, M.: *Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung*. Dissertation Magdeburg, 2009
- [80] KÜRTE, D.; KAILER, A.: *Wasserstofffreisetzung im Wälzkontakt*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2016
- [81] KRÜHÖFFER, W.; LOOS, J.: *WEC Formation in Rolling Bearings under Mixed Friction: Influences and "Friction Energy Accumulation" as Indicator*. Tribology Transaction, 2016
- [82] WANG, L.: *White Etching Crack (WEC) investigation at nCATS*. National Centre for Advanced Tribology at Southampton, 2014
- [83] AVERBECK, S.; WIESKER, S.; SMIRNOV, A.; POLL, G.: *White Etching Cracks - neue Ansätze in der Ursachenforschung*. VDI-Berichte Nr. 2257, 2015
- [84] UYAMA, H.; WIESKER, S.; YAMADA, H.: *White Structure Flaking in Rolling Bearings for Wind Turbine Gearboxes. An investigation into the failure modes yielding white structure flaking and axial cracking in wind turbine gearbox rolling bearings*. Wind Systems Magazine, 2014
- [85] GOULD, B.; GRECO, A.: *Investigating the Process of White Etching Crack Initiation in Bearing Steel*. Tribology Letters, 2016
- [86] FRANKE, J.; CAREY, T. J.; KORRES S.; HAQUE, T.; JACOBS, P. W.; LOOS, J.; KRÜHÖFFER, W.: *White Etching Cracking-Simulation in Bearing Rig and Bench Tests*. Tribology Transactions, 2017
- [87] GEGNER, J.; WOLFGANG, N.: *Hydrogen Accelerated Classical Rolling Contact Fatigue and Evaluation of the Residual Stress Response*. Material Science Forum, 2011
- [88] HAMADA, H.; MATSUBARA, Y.: *The Influence of Hydrogen on Tension-Compression and Rolling Contact Fatigue Properties of Bearing Steel*. NTN Technical Review No. 74, 2006
- [89] <https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/press/press-releases/press-details.jsp?id=71843614>, Stand 02.10.2017
- [90] Technische Information FAG Wälzlagerkäfige. TI Nr. WL 95-4 D, 2000
- [91] O'BRIEN, K. T.; TAYLOR, C. M.: *Cage Slip in Roller Bearings*. Journal of Mechanical Engineering Science 15(5), pp. 370-378, 1973

-
- [92] ZWIRLEIN, O.; SCHLICHT, H.: *Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung – Einfluß von Reibung und Eigenspannungen*. Z. Werkstofftech. 11, S. 1-14, 1980
- [93] TARIGAN, B.; SCHWARZE, H.; LOOS, J.; BLASS, T.; KRUHÖFFER, W.: *Prüfstand zur Erprobung der WEC-Bildung an Wälzlagern unter Drehdynamik*. Gesellschaft für Tribologie (GfT), 2017
- [94] CAO, X.; TARIGAN, B.; REMBE, C.; SCHWARZE, H.: *Schadenserkennung an Wälzlagern*. Technisches Messen, 84(s1), S. 34-41, 2017
- [95] <http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/index.html>, Stand 30.11.2017
- [96] HOLWEGGER, W.: *Innovative Lösung gegen „White Etching Cracks“*. Präsentation in Hannover Messe, 2015
- [97] DAHLKE, H.: *Handbuch Wälzlager Technik*
- [98] INA: *FAG Wälzlager Katalog*
- [99] BONESS, R. J.: *Cage and Roller Slip in High-Speed Roller Bearings*. Journal of Mechanical Engineering Science 11 (No. 2), 181-188, 1969
- [100] DOWSON, D.; HIGGINSON, G. R.: *A theory of roller bearing lubrication and deformation*. Proc. Instn. mech. Engrs., Lubrication and Wear Convention, Bournemouth, pp. 216-227, 1963
- [101] LOOS, J.; KRUHÖFFER, W.; MERK, D.; KERSTIENS, J.; SMOLENSKI, M.: *Berechnungsansätze für die WEC-Neigung unter reibenergetischer Wälzbeanspruchung*. VDI-Berichte Nr. 2308, 2017
- [102] SKF GMBH: *Wälzlagerschäden und ihre Ursache*. Produktinformation 401, Schweinfurt, 1994
- [103] FAG: *Wälzlagerschäden, Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager*. FAG Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA, Herzogenaurach, 2000
- [104] KOCH, M.: *Wasserstoffaufnahme, Auswirkung und zerstörungsfreie Prüfung bei gehärteten Zahnrad-, Wälzlager- und Federstählen*. Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 100, 1986
- [105] LUNDBERG, G.; PALMGREN, A.: *Dynamic capacity of rolling bearings*. Acta Polytech. Mech. Eng. Ser. 1, 1947
- [106] LUNDBERG, G.; PALMGREN, A.: *Dynamic capacity of rolling bearings*. Acta Polytech. Mech. Eng. Ser. 2, 1952
- [107] N. N.: *Wälzlagerschmierung*. Gesellschaft für Tribologie (GfT) - Arbeitsblatt 3.

-
- [108] KANETA, M: *Effects of Surface Roughness in Elastohydrodynamic Lubrication*. JSME International Journal, Series 3, 35 (1992) 4, 1992
- [109] SCHWARZE, H.: *Tribologie*. Vorlesungsskript ITR Technische Universität Clausthal, 2006
- [110] SCHWARZE, H.; TARIGAN, B.; LOOS, J.; BLASS, T.; KRUHÖFFER, W: *WEC failure on the inner ring of roller bearings under dynamic conditions*. Bearing World, 2. International Bearing Conference, Kaiserslautern, 2018
- [111] SCHMITT, T.; MEISEL,; MATHIS,: *Spannungsrißkorrosion durch Wasserstoff*. FVA Literaturrecherche und Auswertung Heft 88, Forschungsthema Nr. T145 und T153, 1980
- [112] <https://de.wikipedia.org/wiki/Windkraftanlage>, Stand 11.03.2018
- [113] CIRUNA, J. A.; SZIELEIT, H. J: *Wear* 24, pp. 107, 1973
- [114] RUMPF, V.: *A study on the microstructural alterations in White Etching Cracks, Dark Etching Region and White Etching Bands in Rolling Contacts*, University of Southampton, PhD Thesis, 2018
- [115] GUZMÁN, F. G.; GÜNTHER, J.: *Schädlicher Wälzlagerschlupf*. FVA Abschlussbericht 663 II, 2018

11 Anhang

Prüflager NU215-Variante K1

- Probe PLMA-11

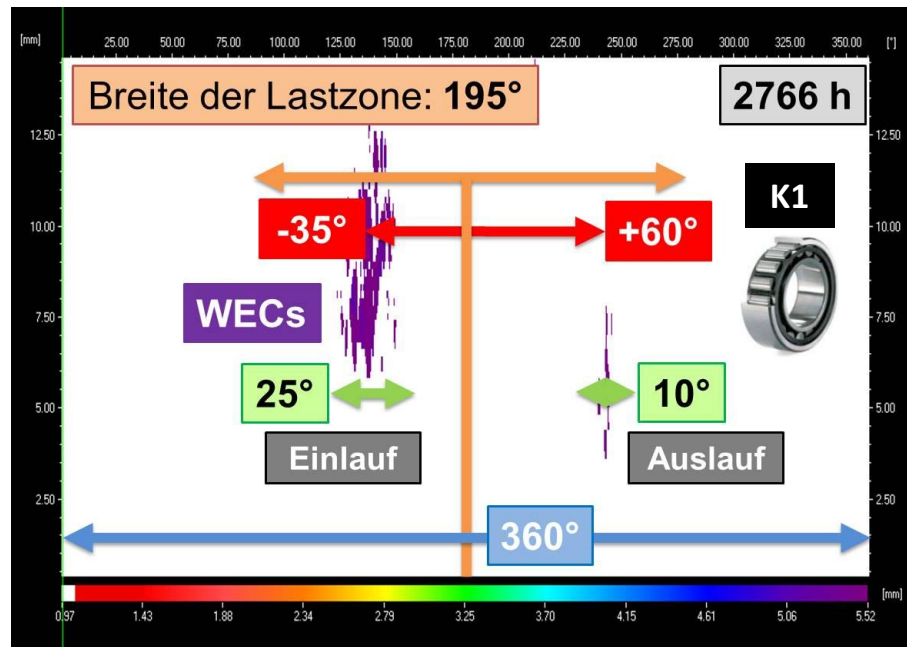


Abbildung 107: UT-Scan – AR-NU215 der Variante K1 (PLMA-11)

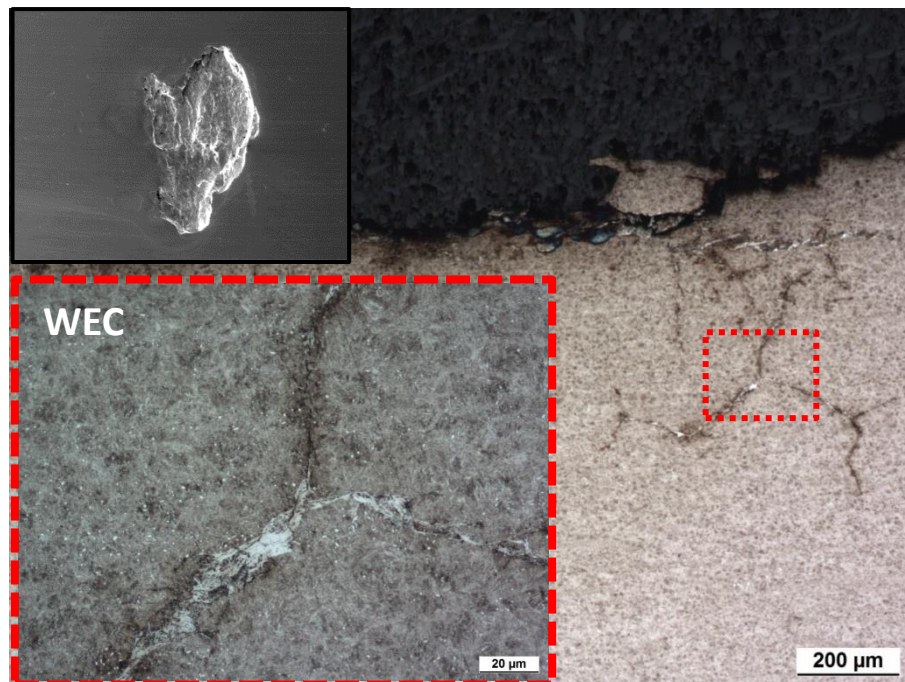


Abbildung 108: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs an AR (PLMA-11)

- Probe PLMA-11-2

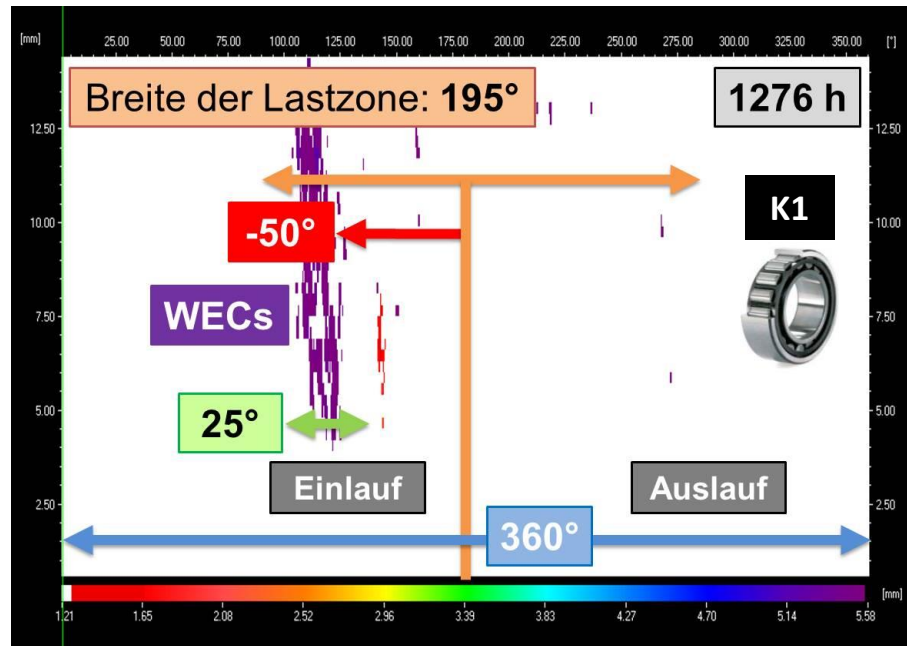


Abbildung 109: UT-Scan – AR-NU215 der Variante K1 (PLMA-11-2)

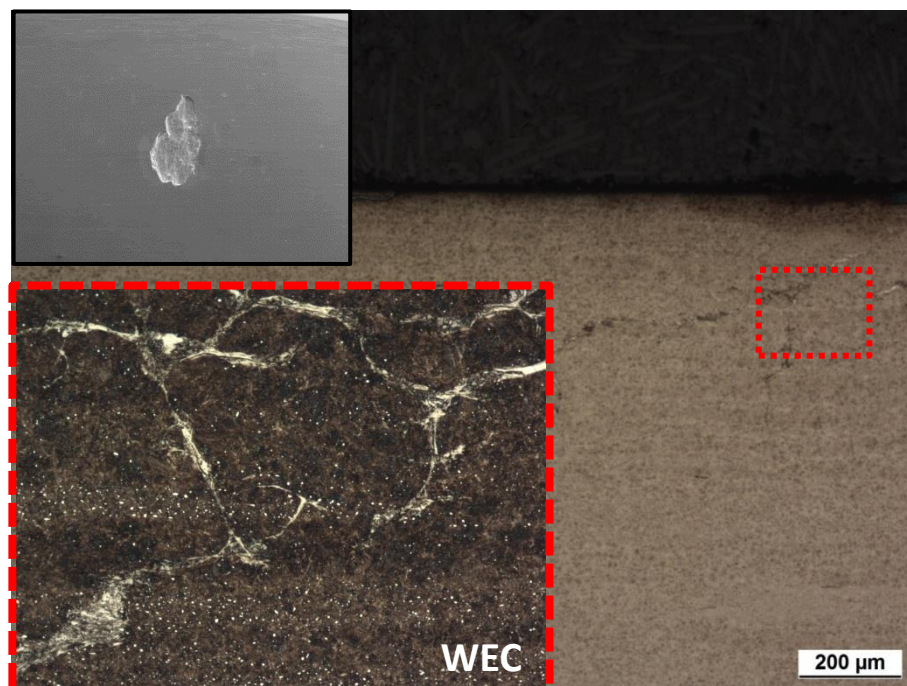


Abbildung 110: Umfangsschliff durch Pitting mit WECs an AR, Bereich neben dem Pitting (PLMA-11-2)

Prüflager NU215-Variante M2

- Probe PLMA-11-4

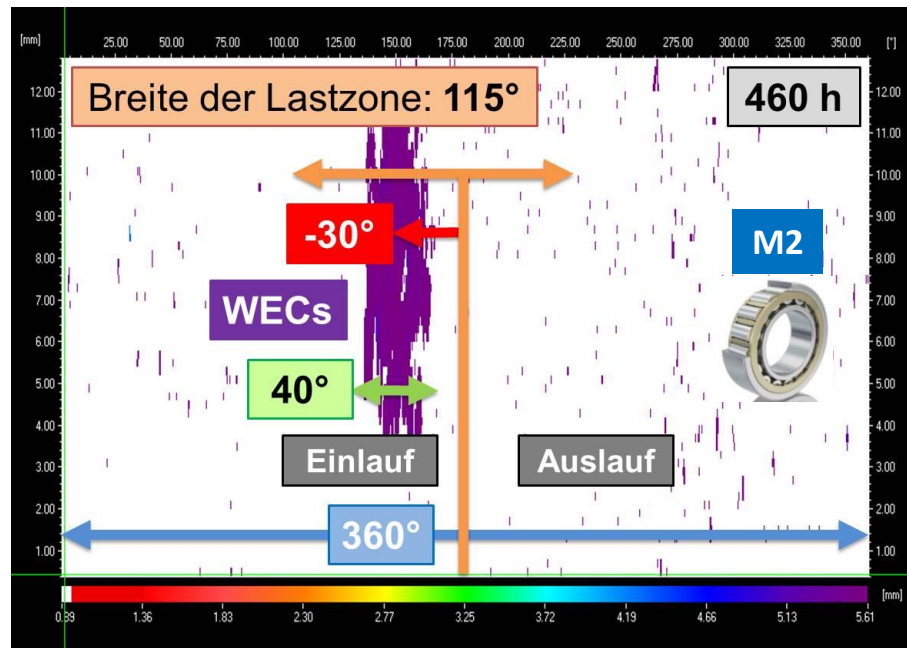


Abbildung 111: UT-Scan – AR-NU215 der Variante M2 (PLA-11-4)

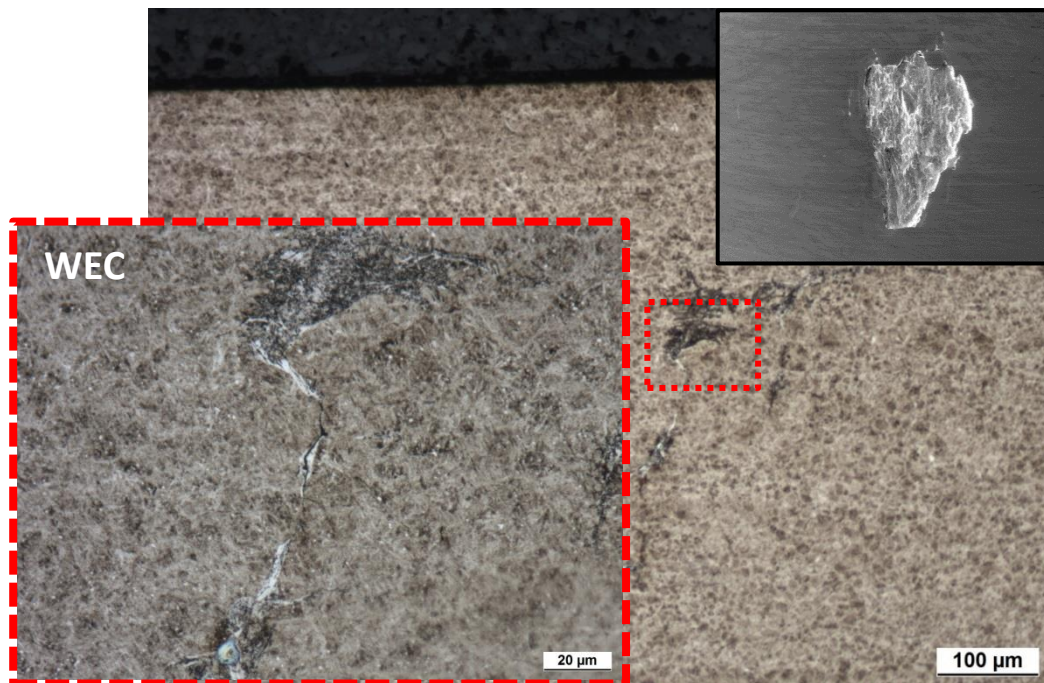


Abbildung 112: Umfangsschliff durch das Pitting mit WECs am AR, Bereich neben dem Pitting (PLA-11-4)

- Probe PLMA-11-3

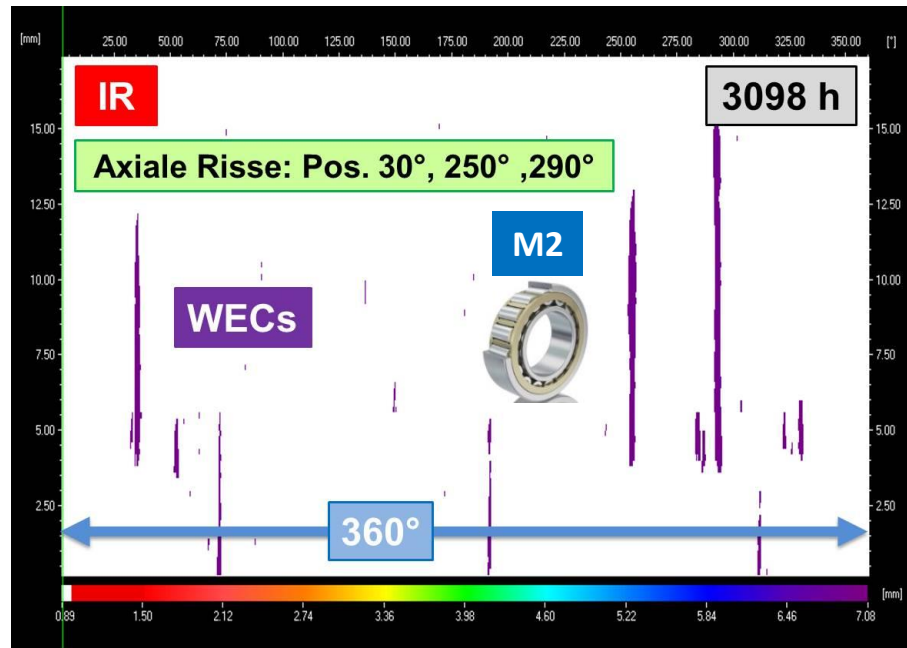


Abbildung 113: UT-Scan – IR-NU215 der Variante M2 (PLMA-11-3)

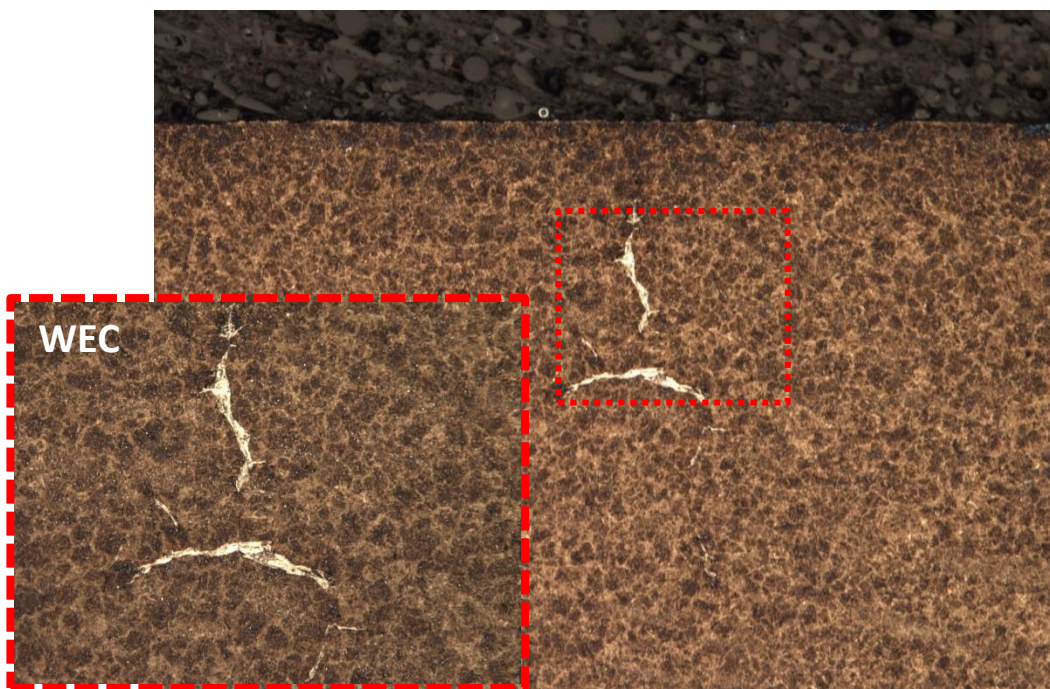


Abbildung 114: Umfangsschliff durch den axialen Riss mit WECs am IR (PLMA-11-3)

Prüflager NU215-Variante M3

- Probe PLMS-11

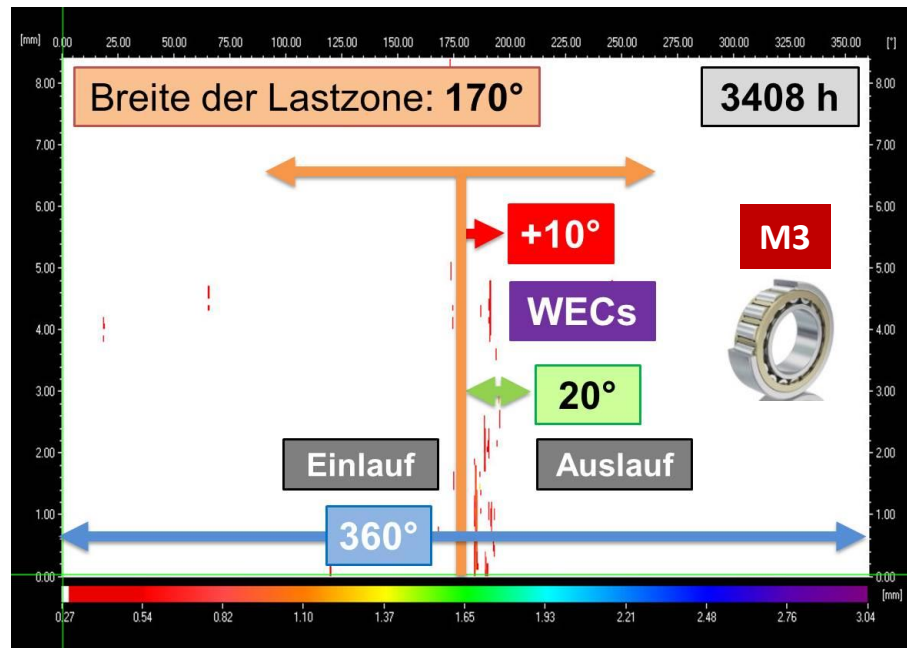


Abbildung 115: UT-Scan – AR-NU215 der Variante M3 (PLMS-11)

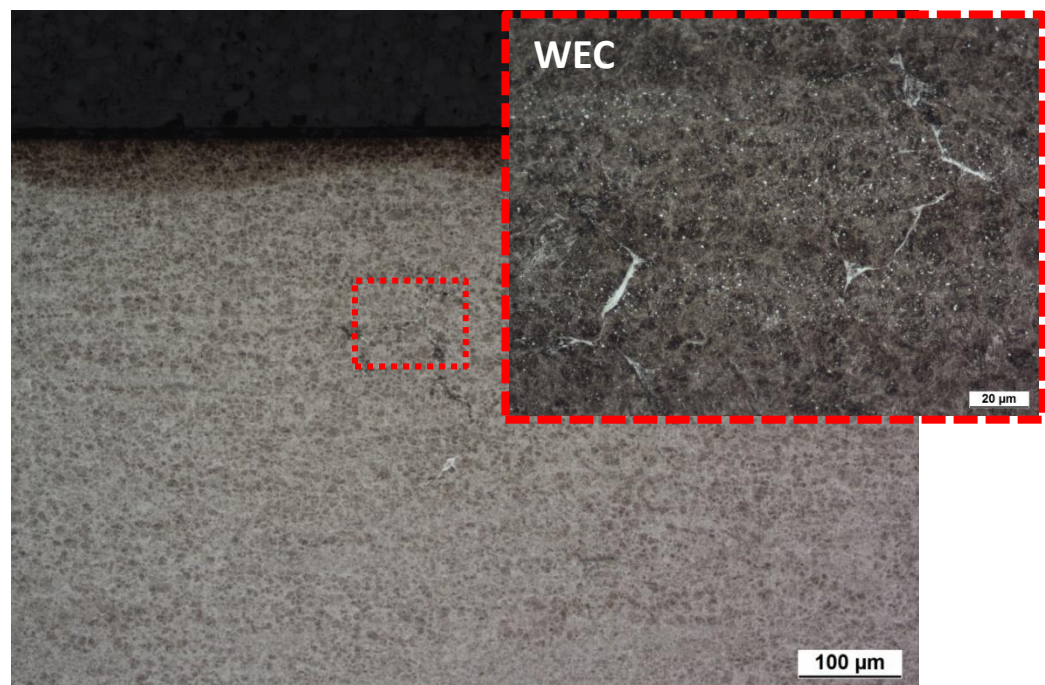


Abbildung 116: Umfangsschliff ohne Pitting mit WECs am AR (PLMS-11)

- Probe PLS-11-5

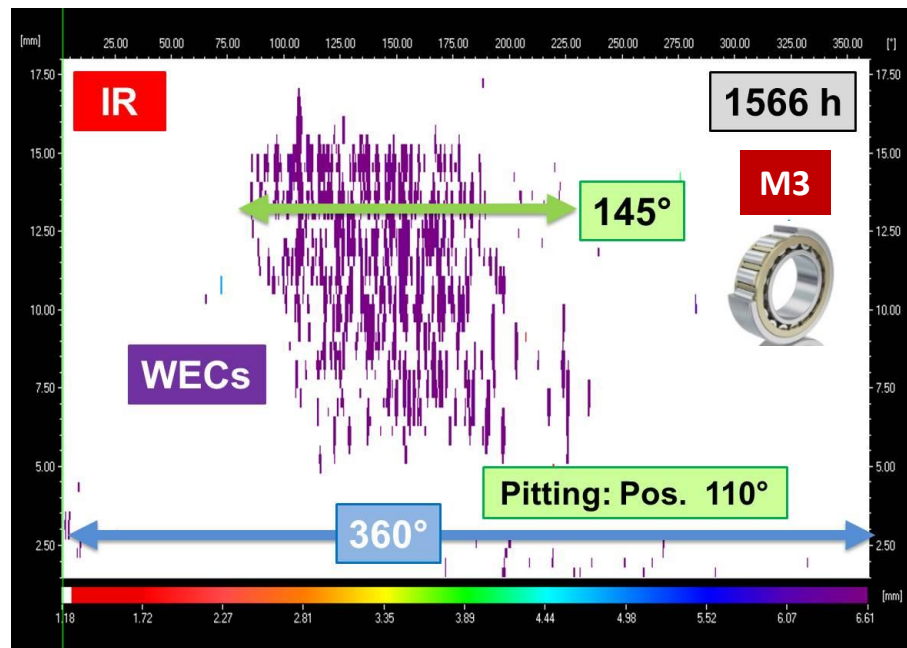


Abbildung 117: UT-Scan – IR-NU215 der Variante M3 (PLS-11-5)



Abbildung 118: Umfangsschliff durch Pitting mit WECs am IR, Bereich neben dem Pitting (PLS-11- 5)

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name: Bramila Tarigan
Geburtsdatum: 02.05.1980
Geburtsort: Medan, Indonesien
Familienstand: verheiratet

Schulbildung

1986 – 1992 Staatliche Grundschule 065015, Medan - Indonesien
1992 – 1995 Katholische Mittelschule Puteri Cahaya,
Medan - Indonesien
1995 – 1998 Gymnasium an der staatlichen Schule 4,
Medan - Indonesien

Studium

08/1999 bis 05/2004 Maschinenbau (Abschluss: Bachelor)
Universität Gadjah Mada, Yogyakarta - Indonesien
10/2005 bis 05/2011 Maschinenbaustudium (Abschluss: Diplom Ingenieur)
Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld

Zusätzliche Tätigkeiten

01/2006 bis 07/2009 Technische Hilfskraft – studienbegleitend
Firma Kuntner, Hamburg
07/2009 bis 11/2009 Studentische Hilfskraft am Institut für Kunststofftechnik und
Polymerwerkstoffe der TU – Clausthal
08/2009 bis 05/2011 Studentische Hilfskraft am Institut für Tribologie und Ener-
giewandlungsmaschinen der TU - Clausthal

Berufstätigkeit

06/2011 bis 03/2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Tribologie und
Energiewandlungsmaschinen der TU - Clausthal
06/2018 bis jetzt Wälzlagerexperte bei Voith Turbo GmbH & Co. KG